

# Proyecto Fin de Carrera

## Ingeniería Industrial

### ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE UNA CALDERA DE BIOMASA

Autor

David Garralaga Marquesán

Director y ponente

Ricardo Alegre Sanchez

Carlos Monné Bailo

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Zaragoza, Abril de 2012



# Análisis y optimización de una caldera de biomasa

---

## Autor

David Garralaga Marquesán

## Resumen

El presente trabajo se ha llevado a cabo para evaluar las hipótesis asumidas en temas de combustión, de intercambio de calor y en definitiva en el campo de la energía por la empresa “Componentes para calefacción, S.L.” a la hora de desarrollar sus productos. Calderas de biomasa.

Para ello se han estudiado los fenómenos de combustión en la cámara de combustión, y de intercambio de calor en la misma y en un intercambiador de calor de tipo carcasa y tubos con el apoyo de la teoría existente en la bibliografía y la implementación de las ecuaciones que rigen dichos procesos en el programa ingenieril EES.

Tras la evaluación de estos fenómenos se han realizado varios estudios con la finalidad de introducir mejoras en el aparato y optimizar así su trabajo y rendimiento. Por último, debido a que el producto objeto del proyecto está sometido a presiones internas y externas en la realización de la función para la que fue diseñado, se ha aplicado la normativa requerida para la salida al mercado de este tipo de productos. La norma UNE-EN 12953. Calderas pirotubulares. Parte 3: Diseño y cálculo de partes a presión.



# Tabla de contenidos

---

<b>1.- OBJETIVOS .....</b>	<b>9</b>
<b>2.- INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>10</b>
2.1.- ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA .....	10
2.2.- ESTADO DEL ARTE .....	11
2.3.- ENERGÍA DE LA BIOMASA .....	12
2.3.1.- LOS PROCESOS TERMOQUÍMICOS .....	12
2.3.2.- LOS PROCESOS BIOQUÍMICOS.....	13
2.4.- MARCO DEL PROYECTO.....	13
2.5.- SOFTWARE DE APOYO.....	15
2.5.1.- SOFTWARE EES.....	15
2.5.2.- SOFTWARE MICROSOFT EXCEL .....	16
<b>3.- GENERALIDADES DE LA CALDERA.....</b>	<b>17</b>
3.1.- PARTES DE LA CALDERA .....	17
3.2.- MODO DE FUNCIONAMIENTO DE LA CALDERA.....	19
3.3.- COMBUSTIBLES .....	21
<b>4.- CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS. DESARROLLO Y RESULTADOS .....</b>	<b>24</b>
4.1.- CONSUMO DE COMBUSTIBLE, COMBURENTE Y GENERACIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN.....	24
4.1.1.- APORTE DE COMBUSTIBLE .....	24
4.1.2.- CONSUMO DE COMBURENTE .....	24
4.1.3.- GENERACIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN .....	25
4.1.4.- SELECCIÓN DE UN MOTOREDUCTOR PARA LA ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE. ....	27
4.1.5.- SELECCIÓN DE UN VENTILADOR PARA EL APORTE DE COMBURENTE .....	29
4.2.- ESTUDIO DE LA COMBUSTIÓN EN EL TUBO DE COMBUSTIÓN .....	29
4.3.- ESTUDIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	31
4.4.- ESTUDIO DE LA EVOLUCIÓN DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN .....	34
4.5.- ESTUDIO DE LA EVOLUCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO.....	37
4.6.- COMPARACIÓN ENTRE LA CALDERA LIMPIA Y LA CALDERA SUCIA. ....	39
4.7.- ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA POTENCIA Y LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL COMBUSTIBLE CON EL ÁREA DE INTERCAMBIO EN EL IDQ Y LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE. ....	45

<b>5.- APLICACIÓN DE LA NORMA UNE-EN 12953. CALDERAS PIROTUBULARES.....</b>	<b>50</b>
5.1.- CAPÍTULO 5.6. DETERMINACIÓN DE LAS PRESIONES. ....	51
5.2.- CAPÍTULO 5.7. SOBRESPEORES. ....	52
5.3.- CAPÍTULO 6. TEMPERATURA DE CÁLCULO Y PRESIÓN NOMINAL DE DISEÑO.....	52
5.4.- CAPÍTULO 7. CARCASAS CILÍNDRICAS SOMETIDAS A PRESIÓN INTERIOR. ....	54
5.5.- CAPÍTULO 10. PLACAS PLANAS CON TUBOS Y RIGIDIZADORES. ....	54
5.6.- CAPÍTULO 12. TUBOS Y PLACAS TUBULARES SIN AGUJEROS.....	55
5.7.- CAPÍTULO 13. TUBOS DE COMBUSTIÓN, COMPONENTES Y CÁMARAS DE INVERSIÓN DE FORMA CILÍNDRICA SOMETIDAS A PRESIÓN EXTERIOR.....	57
<b>6.- CONCLUSIONES.....</b>	<b>59</b>
<b>7.- BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>61</b>
<b>8.- ANEXOS .....</b>	<b>62</b>
8.1.-PLANOS DE LA CALDERA. ....	62
8.2.- CÁLCULO DEL CALOR CEDIDO POR RADIACIÓN EN EL TC.....	64
8.2.1.- PARÁMETROS DE ABSORTIVIDAD Y EMISIVIDAD.....	64
8.2.2.- TEMPERATURA DE LLAMA .....	67
8.3.- MÉTODO E-NTU PARA EL ESTUDIO DEL IDQ.....	68
8.3.1.- ESTUDIO DEL FLUJO EXTERIOR.....	69
8.3.2.- ESTUDIO DEL FLUJO INTERIOR .....	72
8.4.- IMPLEMENTACIÓN DE LAS ECUACIONES EN EL SOFTWARE EES. ....	74
8.5.- RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL SOFTWARE EES. ....	75
8.6.- CATÁLOGOS DE PROVEEDORES DE MOTOREDUCTORES Y VENTILADORES .....	76

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: LOGOTIPO DEL SOFTWARE EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER) [17].	15
FIGURA 2: ALZADO DE LA CALDERA DE BIOMASA OBJETO DEL PROYECTO.	17
FIGURA 3: FRENTE DE LA CALDERA DE BIOMASA OBJETO DEL PROYECTO.	17
FIGURA 4: DETALLE DEL QUEMADOR DE PARRILLA DE LA CALDERA.	19
FIGURA 5: ESQUEMA DEL MODO DE FUNCIONAMIENTO DE LA CALDERA.	20
FIGURA 6: COMBUSTIBLE DE BIOMASA: CÁSCARA DE ALMENDRA.	21
FIGURA 7: COMBUSTIBLE DE BIOMASA: HUESO DE ACEITUNA.	22
FIGURA 8: COMBUSTIBLE DE BIOMASA: PELLETS DIN PLUS.	23
FIGURA 9: GRÁFICO COMPARATIVO DE LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE.	26
FIGURA 10: GRÁFICO COMPARATIVO DE LA CANTIDAD DE COMBURENTE.	26
FIGURA 11: GRÁFICO COMPARATIVO DE LA CANTIDAD DE GC.	27
FIGURA 12: GRÁFICO COMPARATIVO DEL CALOR INTERCAMBIADO EN CADA UNA DE LAS ETAPAS DE LA CALDERA.	33
FIGURA 13: GRÁFICO COMPARATIVO ENTRE EL RENDIMIENTO TEÓRICO Y REAL DE LOS TRES COMBUSTIBLES.	33
FIGURA 14: GRÁFICO DE LA VARIACIÓN DEL VOLUMEN DE LOS GC CON LA TEMPERATURA.	35
FIGURA 15: GRÁFICO DE LA VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LOS GC CON LA TEMPERATURA.	36
FIGURA 16: GRÁFICO DE LA VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DE LOS GC CON LA TEMPERATURA.	36
FIGURA 17: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GC Y EL FLUIDO DE TRABAJO CON LA CÁSCARA DE ALMENDRA.	38
FIGURA 18: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GC Y EL FLUIDO DE TRABAJO CON EL HUESO DE ACEITUNA.	38
FIGURA 19: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GC Y EL FLUIDO DE TRABAJO CON EL PELLETS DIN PLUS.	39
FIGURA 20: VALORES RECOMENDADOS PARA LA RESISTENCIA POR ENSUCIAMIENTO EN EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR [8].	40
FIGURA 21: COMPARACIÓN DE LA ENERGÍA TOTAL DESARROLLADA EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	42
FIGURA 22: COMPARACIÓN DEL RENDIMIENTO REAL EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	42
FIGURA 23: COMPARACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LA 2ª ETAPA DE INTERCAMBIO ENERGÉTICO EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	43
FIGURA 24: COMPARACIÓN DE LA ENERGÍA INTERCAMBIADA EN LA 2ª ETAPA EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	43
FIGURA 25: COMPARACIÓN DE LA EFICIENCIA DE LA 3ª ETAPA DE INTERCAMBIO ENERGÉTICO EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	44
FIGURA 26: COMPARACIÓN DE LA ENERGÍA INTERCAMBIADA EN LA 3ª ETAPA EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	44
FIGURA 27: COMPARACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO EN CASO DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA SUCIA.	45
FIGURA 28: VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA CALDERA CON EL NÚMERO DE TUBOS DEL IdQ.	46
FIGURA 29: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO CON EL NÚMERO DE TUBOS DEL IdQ.	46
FIGURA 30: VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA CALDERA CON LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE.	47
FIGURA 31: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO CON LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE.	47
FIGURA 32: VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA CALDERA CON EL NÚMERO DE TUBOS DEL IdQ.	48
FIGURA 33: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO CON EL NÚMERO DE TUBOS DEL IdQ.	48
FIGURA 34: VARIACIÓN DE LA POTENCIA DE LA CALDERA CON LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE.	49
FIGURA 35: VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO DE TRABAJO CON LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE.	49
FIGURA 36: EMISIVIDAD DEL VAPOR DE AGUA A LA PRESIÓN TOTAL DE 1 ATM (HÖTTEL). [7, 8].	64
FIGURA 37: EMISIVIDAD DEL DIÓXIDO DE CARBONO A LA PRESIÓN TOTAL DE 1 ATM (HÖTTEL). [7, 8].	65
FIGURA 38: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA EMISIVIDAD DEL VAPOR DE H <sub>2</sub> O A PRESIONES DISTINTAS DE 1 ATMÓSFERA, (HÖTTEL). [7, 8].	65
FIGURA 39: FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA EMISIVIDAD DEL CO <sub>2</sub> A PRESIONES DISTINTAS DE 1 ATMÓSFERA, (HÖTTEL). [7, 8].	65

FIGURA 40: FACTOR DE CORRECCIÓN $\Delta E$ DE LA EMISIVIDAD DE UNA MEZCLA DE VAPOR DE $H_2O$ Y $CO_2$ (HÖTTEL). [7, 8]. ....	66
FIGURA 41: FACTOR DE CORRECCIÓN $\Delta E$ DE LA EMISIVIDAD DE UNA MEZCLA DE VAPOR DE $H_2O$ Y $CO_2$ (HÖTTEL). (CONTINUACIÓN). [7, 8].....	66
FIGURA 42: FÓRMULAS E-NTU PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR. [8]. ....	68
FIGURA 43: TABLA DE CORRELACIONES Y FÓRMULAS DE CONVECCIÓN FORZADA DE FLUJO EXTERNO. [8].....	70
FIGURA 44: CONDICIONES DE FLUJO EN BANCO DE TUBOS EN DISPOSICIÓN ALINEADA Y ALTERNADA O AL TRESBOLILLO. [8]. .	71
FIGURA 45: CONSTANTES PARA LA CORRELACIÓN DE FLUJO EXTERNO SOBRE UN BANCO DE TUBOS CON 10 Ó MÁS FILAS [8].	71
FIGURA 46: FACTOR DE CORRECCIÓN $C_2$ PARA $N_L < 20$ [8]. ....	71
FIGURA 47: TABLA DE CORRELACIONES Y FÓRMULAS DE CONVECCIÓN FORZADA DE FLUJO INTERNO [8]. ....	72



## ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1: ANÁLISIS INMEDIATO, ELEMENTAL Y DE PODER CALORÍFICO DE LOS COMBUSTIBLES. ....	23
TABLA 2: CONSUMO DE COMBUSTIBLE, COMBURENTE Y GENERACIÓN DE GC. ....	25
TABLA 3: SELECCIÓN DE UN MOTOR PARA EL TORNILLO SIN FIN. ....	28
TABLA 4: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL MODELO DE MOTOREDUCTOR INCORPORADO EN LA CALDERA.....	28
TABLA 5: SELECCIÓN DE UN VENTILADOR PARA EL APOORTE DE COMBURENTE. ....	29
TABLA 6: CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL MODELO DE VENTILADOR INCORPORADO EN LA CALDERA.....	29
TABLA 7: RESULTADOS DEL ESTUDIO DE LA COMBUSTIÓN EN EL TC.....	31
TABLA 8: PARÁMETROS DE CONVECCIÓN DEL FLUJO INTERIOR EN EL ESTUDIO DEL IdQ. ....	31
TABLA 9: PARÁMETROS DE CONVECCIÓN DEL FLUJO EXTERIOR EN EL ESTUDIO DEL IdQ. ....	32
TABLA 10: RESULTADOS DEL ESTUDIO DEL IdQ.....	32
TABLA 11: RESUMEN DEL CALOR INTERCAMBIADO EN CADA ETAPA Y RENDIMIENTO REAL DE LA CALDERA. ....	32
TABLA 12: EVOLUCIÓN DE VARIAS PROPIEDADES DE LOS GC A LO LARGO DE SU RECORRIDO POR LA CALDERA.....	35
TABLA 13: EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO DE TRABAJO EN SU RECORRIDO POR LA CALDERA. ....	37
TABLA 14: COMPARATIVA ENTRE LOS PARÁMETROS DEL ESTUDIO DEL IdQ DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA CALDERA SUCIA. .	40
TABLA 15: COMPARATIVA ENTRE LAS MAGNITUDES DEL ESTUDIO DEL IdQ DE UNA CALDERA LIMPIA Y UNA CALDERA SUCIA. .	41
TABLA 16: CARACTERÍSTICAS DE VARIACIÓN DE FLUENCIA CON LA TEMPERATURA DEL ACERO P235GH [14].....	51
TABLA 17: VALORES DE DIFERENTES PRESIONES.....	51
TABLA 18: VALORES DE SOBRESPEORES. ....	52
TABLA 19: VALORES DE LAS TEMPERATURAS DE CÁLCULO DE LOS DIVERSOS ELEMENTOS QUE COMPONEN LA CALDERA. ....	53
TABLA 20: CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DEL ACERO P235GH [14]. ....	53
TABLA 21: VALOR DEL ESPESOR DE LA CARCASA CILÍNDRICA SOMETIDA A PRESIÓN INTERIOR. ....	54
TABLA 22: HOLGURA ENTRE TUBO DE COMBUSTIÓN Y CARCASA CUANDO EL ESPESOR DE LA PLACA DE FONDO ES DE 25 MM O MENOR. (TABLA 10.1.1 EN EL DOCUMENTO ORIGINAL).....	55
TABLA 23: HOLGURA OBTENIDA ENTRE CÁMARA DE COMBUSTIÓN Y CARCASA. ....	55
TABLA 24: ESPESOR NOMINAL MÍNIMO DE TUBOS ....	56
TABLA 25: ESPESOR DE LOS TUBOS Y PLACAS TUBULARES SIN AGUJEROS SEGÚN LAS ECUACIONES. ....	56
TABLA 26: ESPESOR DE LOS TUBOS Y PLACAS TUBULARES SIN AGUJEROS DE ACUERDO A LA TABLA 16. ....	56
TABLA 27: ESPACIO MÍNIMO ENTRE LOS AGUJEROS DE LOS TUBOS.....	56
TABLA 28: ESPESOR MÍNIMO DEL TUBO DE COMBUSTIÓN Y LA CÁMARA DE INVERSIÓN. ....	58
TABLA 29: RESUMEN DE LOS ESPESORES DE LOS PRINCIPALES ELEMENTOS DE LA CALDERA.....	58
TABLA 30: PARÁMETROS DE EMISIVIDAD Y ABSORTIVIDAD DE LOS DISTINTOS COMBUSTIBLES. ....	67
TABLA 31: PARÁMETROS DE CONVECCIÓN DEL FLUJO EXTERIOR EN EL ESTUDIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR. ....	72
TABLA 32: PARÁMETROS DE CONVECCIÓN DEL FLUJO INTERIOR EN EL ESTUDIO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR. ....	73

**Acrónimos**

CA	Cáscara de almendra
END	Ensayos no destructivos
GC	Gases de combustión
HA	Hueso de aceituna
IdQ	Intercambiador de calor
PC	Poder calorífico
PDP	Pellets DIN plus
TC	Tubo de combustión

# 1.- Objetivos

---

El presente trabajo se ha realizado con la finalidad de evaluar las hipótesis y supuestos que la empresa “Componentes para calefacción, S.L.”, cuya actividad es la producción de calderas de biomasa, asume en temas de combustión, transferencia de calor y energía, para diseñar, dimensionar y fabricar sus calderas, en relación con los siguientes aspectos:

- Las dimensiones de los elementos constructivos de la caldera (tubo de combustión, intercambiador de calor), y/o el número de los mismos (tubos en el intercambiador de calor).
- El volumen de humos, la temperatura a la que los mismos salen a la atmósfera y sus características en general, y el cumplimiento de las leyes vigentes en ese aspecto (leyes medioambientales).
- El aporte de combustible y comburente sea el mínimo posible para alcanzar las potencias que indican las características de la caldera.

Haciendo de esta tecnología una firme competidora técnica y económica, frente a las principales opciones actuales a la hora de suministrar la demanda térmica de empresas, servicios públicos o consumo individual.

El objetivo de este proyecto es, en primer lugar, explicar los fenómenos energéticos, de combustión y de transferencia de calor, que tienen lugar en una caldera fabricada por la empresa, para alcanzar la potencia requerida por la misma. En segundo lugar, se implementan las ecuaciones que rigen estos fenómenos en un programa adecuado, que devuelve los resultados requeridos con los que poder deducir conclusiones apropiadas. Además, a partir de estos resultados y de las normas técnicas que regulan este tipo de productos, se ajustará el diseño de la caldera, en dimensionamiento y materiales a emplear, para que su lanzamiento al mercado sea viable desde el punto de vista técnico. En este proyecto no se tendrá en cuenta el tema económico, siendo éste muy importante para decidir si continuar adelante o no con la explotación del producto objeto del proyecto.

Por lo tanto, se trabajará en los temas siguientes:

- Estudio de la aportación necesaria de combustible, comburente y generación de los gases de combustión.
- Análisis de la combustión en la cámara de combustión.
- Estudio de la transferencia de calor producida en el intercambiador de calor.
- Aplicación de la norma técnica que rige la construcción de este tipo de productos.

## 2.- Introducción

---

### 2.1.- Organización de la memoria

El presente documento es el reflejo del esfuerzo realizado durante los últimos meses en el proyecto que aquí se presenta, sobre el estudio de una caldera de biomasa. Para facilitar la lectura y entender mejor el trabajo llevado a cabo, se ha dividido el documento en ocho apartados, y éstos a su vez en subapartados donde se exponen las ideas desarrolladas referentes a dichos puntos. En este primer punto se va a realizar un breve resumen de lo que se encontrará en cada uno de ellos.

El apartado anterior, primero del documento, está dedicado a la exposición de los objetivos a alcanzar en el desarrollo del proyecto.

En la Introducción, se realizará una pequeña reseña del estado actual del arte, se hablará de cuáles y qué son los procesos que existen actualmente para el aprovechamiento de la energía de la biomasa. Se explicará cual es el marco en el que se encuadra el proyecto y la finalidad que persigue con el mismo. Y finalmente un breve comentario sobre el software en el que se apoya el trabajo para conseguir alcanzar los objetivos del proyecto.

En el apartado número tres, generalidades de la caldera, como su propio nombre indica, se describirán los aspectos generales que rodean a la caldera para la perfecta comprensión de los apartados que le suceden. Se verán los elementos principales de que se compone el aparato, con una breve descripción de cada uno, se explicará el modo de funcionamiento de este tipo de calderas y por último se realizará un breve comentario sobre los tres combustibles principales que existen para la explotación de este tipo de productos.

El cuarto apartado es el cuerpo principal del proyecto. En él se explicará detalladamente el estudio que se ha llevado a cabo. Justificando el porqué del estudio de la cantidad de combustible y comburente necesarios y de la generación de los GC, del estudio de la combustión en el TC, del estudio del IdQ, del estudio de los GC, y del estudio del fluido de trabajo. Se explicará el modo en que se ha realizado cada uno de los estudios antes mencionados y analizaremos los resultados obtenidos en los mismos, para sacar conclusiones que sirvan para entender lo que ocurre interiormente en la caldera y su mejora si es posible.

La aplicación de la normativa vigente que debe cumplir la caldera para su puesta en el mercado esta desarrollado en el quinto apartado de este documento. En los distintos subapartados que lo componen se muestran breves párrafos extraídos literalmente del documento original de la norma para entender lo que en cada uno se exige y después se realizan los cálculos indicados explicando de donde se sacan los datos necesarios. Finalmente aparece una tabla-resumen de los resultados obtenidos y las decisiones tomadas a partir de los mismos.

El sexto punto está dedicado a las conclusiones que se han obtenido de la realización del proyecto. Se mencionan los objetivos (antes presentados) alcanzados de forma exitosa y

también los que no se han podido alcanzar dando las razones por las que no lo se han conseguido. Además se expondrán unas ideas sobre posibles caminos a seguir en futuras investigaciones y proyectos.

La bibliografía que aparece en el apartado séptimo incluye una enumeración ordenada alfabéticamente de la bibliografía utilizada para avanzar en el proyecto y que se ha indicado durante todo este documento para aclarar y/o justificar lo que se ha hecho en cada momento. Incluye títulos, artículos de investigación, y páginas web consultadas.

El último de los apartados de que consta el documento, el octavo, son los anexos del trabajo. En ellos se encontrarán planos de la caldera objeto de estudio. Desarrollos físico-matemáticos de algunos procedimientos que no se han incluido en el apartado número cuatro para no saturar la memoria del proyecto, pero que es necesario conocerlos para entender como se llega a ciertos resultados. Un extracto completo de las ecuaciones implementadas en el software utilizado en el proyecto de uno de los tres combustibles (las ecuaciones son las mismas para todos y se piensa que con mostrar un modelo es suficiente) para la extracción de datos y con ellos de conclusiones. Los resultados de todas las variables y parámetros obtenidos con dicho software, esta vez de los tres combustibles. Catálogos de los proveedores de motoredutores y ventiladores que se incorporan en la caldera.

## 2.2.- Estado del arte

El momento histórico actual que se está viviendo, en cuanto al tema tecnológico y aspecto medioambiental, es clave para la marcha del mundo futuro y generaciones venideras. Las reservas de combustibles fósiles, principal fuente de energía actualmente, están cada vez más cerca de agotarse y las elevadas emisiones que este tipo de energía produce, ya sea mediante emisión de gases a la atmósfera o como desechos fluviales entre otros, están acelerando a un elevado ritmo el cambio climático y la destrucción de la naturaleza. Es por todo ello, que desde hace algunas décadas, se están llevando a cabo numerosas investigaciones y proyectos en empresas en el ámbito de las energías renovables y limpias. A priori, este tipo de energías tienen reservas ilimitadas y son respetuosas con el medio ambiente, es decir, el impacto sobre la naturaleza es infinitamente inferior al de las fósiles, en cuanto a actuación civil o desechos durante y tras su explotación.

Algunas de las energías renovables están muy desarrolladas y estudiadas y se posee mucha información sobre ellas, es el caso de la energía eólica o la solar, aunque no por ello se ha dejado de innovar y mejorar constantemente, por ejemplo, en las actuales explotaciones eólicas off-shore, o la energía solar térmica con varias tecnologías para su aprovechamiento (torre, cilíndrico-parabólica...). Sin embargo, otras están en sus primeras etapas de desarrollo y estudio, por ejemplo las pilas de combustible para el campo del transporte o la que en este trabajo se desarrolla: la energía de la biomasa. A pesar de su extendida implantación en grandes plantas de producción o consumo individual o comunitario para ofrecer la demanda térmica necesaria para sus procesos productivos o de ACS y calefacción, no se posee gran cantidad de información, ni se llevan a cabo muchos estudios.

## 2.3.- Energía de la biomasa

Se entiende por biomasa toda la masa orgánica, no fósil de origen biológico (vegetal o animal). De todas las fuentes de energía renovables, la biomasa es la que se emplea en una cantidad suficientemente importante como para tenerla en cuenta en la ecuación económica a nivel mundial y más concretamente en la de los países desarrollados.

Los recursos de biomasa para uso energético pueden ser clasificados en seis grandes grupos: a) recurso agrícola (cultivos de alimentos y forrajes pertenecen a la biomasa primaria y los residuos generados por dichos cultivos, es decir, residuos agrícolas que forman parte de la biomasa secundaria), b) recurso forestal, c) recurso acuático, d) recurso pecuario, e) recurso industrial, f) recurso urbano. Estos cinco últimos grupos conforman la biomasa secundaria.

Uno de los criterios más importantes para seleccionar el proceso de conversión a utilizar, es el contenido de agua en la biomasa. Una biomasa con elevado contenido de humedad únicamente podrá ser usada en procesos acuosos, debido a la pérdida de eficiencia que implicaría su secado cuando se quiere emplear por ejemplo en combustión directa. En términos numéricos se requieren de 3,5 a 4,5 MJ de energía térmica para eliminar 1 Kg de agua. La mayoría de la biomasa tiene un contenido de humedad, en base húmeda, superior al 70%. Los dos grandes grupos de conversión de la biomasa son: los procesos termoquímicos y los procesos bioquímicos [10].

### 2.3.1.- Los procesos termoquímicos

La conversión termoquímica de la biomasa se refiere a la reacción química por la cual se libera energía directamente o se convierte la biomasa en combustibles líquidos o gaseosos.

**Combustión directa:** La forma más directa de aprovechamiento de la biomasa es su combustión directa (quemado). La “energía térmica” así obtenida puede ser usada tanto para fines domésticos (cocción, calefacción) como industriales (calor de procesos, generación de energía mecánica o eléctrica). La biomasa que más se emplea es leña. El PC depende del contenido de fibra, resina y humedad. Como valor indicativo, el PC máximo de la madera es aproximadamente 20 MJ/Kg, cantidad que disminuye con la humedad. Otros combustibles son el bagazo de caña de azúcar sin secar con 9 MJ/Kg, paja de cereales con 16-17 MJ/Kg o desechos orgánicos sin secar con 13,2 MJ/Kg [10].

**Pirolisis:** La pirolisis es un proceso de oxidación parcial y controlada (quemado casi en ausencia de aire), a temperatura elevada ( $\sim 230^{\circ}\text{C}$ ), que permite obtener como producto una combinación variable de combustibles sólidos (carbón vegetal con PC de 25-30 MJ/Kg), líquidos (efluente piroleñoso de 25 MJ/Kg) y gaseosos (gas pobre entre 8 y 15 MJ/Kg). La composición y cantidades relativas de los productos de la pirolisis dependen de la naturaleza de la biomasa que se emplea y las condiciones operativas (velocidad de calentamiento, temperatura máxima). Los procesos modernos de pirolisis se realizan a temperaturas más elevadas, hasta  $700^{\circ}\text{C}$ . [10].

**Gasificación:** La gasificación es un proceso similar a la pirolisis, pero llevado a cabo a mayor temperatura y/o presión, en cantidades limitadas de aire u oxígeno. La combustión parcial del

carbón y el hidrógeno de la biomasa genera suficiente calor para mantener la temperatura requerida de la reacción. Cuando reacciona sólo con oxígeno, el gas resultante alcanza un PC del 14-19 MJ/m<sup>3</sup>, pero cuando lo hace con aire como oxidante hay un 42% de nitrógeno en la mezcla y el PC disminuye hasta 7 MJ/m<sup>3</sup> ("gas pobre") [10].

**Licuefacción:** La licuefacción de biomasa se basa en hidrogenación indirecta. Las moléculas complejas de celulosa y lignina son rotas, el oxígeno removido y se adicionan átomos de hidrógeno. El producto de esa reacción química es una mezcla de hidrocarburos que al enfriarse condensan en un líquido. El método todavía está en la etapa de desarrollo [10].

### *2.3.2.- Los procesos bioquímicos*

La conversión bioquímica se basa en ciertas reacciones que ocurren en presencia de enzimas (catalizadores naturales) provistas por microorganismos vivos. Estas reacciones, denominadas fermentaciones, se dividen en dos grupos: las aerobias (en presencia de aire) y las anaerobias (en ausencia de aire). Las primeras tienen poco interés desde el punto de vista energético. Son las segundas, las que dan lugar a productos energéticos y eventualmente residuos sólidos valorables (abonos), siendo muy interesantes.

**Fermentación metánica:** La fermentación o digestión metánica es la descomposición bacteriana de materia orgánica en ausencia de aire, produciendo una mezcla gaseosa, denominada biogás, con un 50-70% de metano, 30-45% de dióxido de carbono, 0,5-3% de nitrógeno, 1% hidrógeno, 1% oxígeno y trazas de anhídrido sulfuroso y otros gases. Además, el lodo que queda al extraer el biogás, retiene eficientemente nitrógeno presente en la biomasa, siendo un excelente fertilizante sin olor para cultivos agrícolas. Los materiales más utilizados son el estiércol animal, residuos industriales y urbanos, las algas, los residuos de plantas y toda otra sustancia con un elevado contenido en agua. Este biogás es empleado para cocción, calefacción, en MACIs, refrigeración por absorción... Su PC depende de la composición. Con una relación 60% de metano, 40% anhídrido carbónico su PC es 21,5 MJ/m<sup>3</sup> [10].

**Fermentación alcohólica:** La hidrólisis y posterior fermentación de biomasa con alto contenido de azúcares, almidones o celulosa puede utilizarse para la producción de alcohol etílico (etanol), al igual que resulta de la destilación del petróleo. Los carbohidratos, compuestos naturales formados por C, H<sub>2</sub> y O<sub>2</sub> son materia prima del proceso; se clasifican en tres categorías, en orden de complejidad creciente: azúcares, almidones y celulosas. La materia prima para la producción de alcohol es toda aquella que contenga alguna de esas tres categorías. El etanol es empleado fundamentalmente como combustible para remplazar las naftas en los MACI. Se usan solos o mezclados con naftas, en una proporción de alcohol hasta un 20% en volumen; en este último caso el alcohol debe ser anhidro, lo que implica un tratamiento adicional [10].

## **2.4.- Marco del proyecto**

La empresa "Componentes para calefacción, S.L." situada en el polígono industrial de La Venta del Barro, en el término municipal de La Puebla de Híjar, se dedica a la producción de calderas

de biomasa. Bajo pedido fabrican unidades con potencias que oscilan entre los 35 kW, las menores, hasta las más grandes de hasta 2.1 MW pasando por potencias de 50, 65, 90, 100, 130, 150, 200, 325, 400, 500, 800, 1200 y 1600 kW. Construyen modelos verticales (biocompact) y horizontales (bioselect), dependiendo del tamaño o potencia y de las características del trabajo que realizará el producto. El diseño de las calderas lo realiza el gerente de la empresa, con sus conocimientos estructurales, ya que estudió Ingeniería Técnica Naval especialidad de estructuras. Sin embargo, no posee los suficientes conocimientos en materia de combustión, transferencia de calor y energía en general, y por tanto los cálculos referentes a dichos temas para el dimensionamiento de los distintos elementos de las calderas son muchas veces únicamente aproximaciones, hipótesis o resultado de numerosas pruebas de fallo-error hasta dar con la mejor opción.

En esta situación se presentó la oportunidad de fabricar un nuevo modelo de caldera. Una caldera de 500 kW de potencia para la generación de agua sobrecalentada a 130°C de temperatura y 8 bares de presión de trabajo. Por primera vez se pensó (la dirección de la empresa) que sería adecuado realizar un estudio lo más completo y exhaustivo posible sobre la combustión y transferencia de calor que se produce en la caldera para conseguir las especificaciones señaladas en el pedido. Además, incluir todas las justificaciones relativas a los puntos o apartados de la normativa vigente que debe cumplir el producto para su lanzamiento al mercado, en la parte de dimensionado de las diferentes partes (espesor de carcasa, tubo de combustión...), número de tubos del intercambiador, temperatura que alcanzarán dichos elementos. Aunque el diseño, refiriéndonos a la forma, es completamente libre en su realización y la ha llevado a cabo, como en las ocasiones anteriores, el gerente, es imprescindible cumplir una serie de normas técnicas que dependen de los resultados de los cálculos energéticos previos y esto también forma parte del trabajo que aquí se presenta.

Por tanto, a modo de resumen, se puede decir que el trabajo que en este documento se muestra es una pequeña parte del proyecto global llevado a cabo para el lanzamiento al mercado del producto objeto de estudio. Ese proyecto, además de los puntos que aquí se desarrollan, incluyen otros que tratan sobre la correcta realización de ensayos END, del proceso de fabricación, de los requisitos esenciales de seguridad, de manual de instrucción y mantenimiento.



## 2.5.- Software de apoyo

Para llevar a cabo la parte de modelado, implementación y obtención de resultados se ha apoyado en varias herramientas de software, para agilizar el trabajo y mejorar los resultados del estudio. Uno de los programas ha sido el extensamente conocido Microsoft Excel®, y un segundo software muy útil en este campo de la técnica: el programa informático EES.

### 2.5.1.- Software EES

EES es el acrónimo inglés de Engineering Equation Solver (en castellano Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería). Es un software ingenieril para la resolución de sistemas de ecuaciones algebraicas y diferenciales no lineales con un elevado número de incógnitas debido a la complejidad y tamaño de los sistemas físicos a estudiar, normalmente del ámbito de la energía y los fluidos. Es capaz de evaluar y resolver numéricamente miles de ecuaciones acopladas simultáneamente.



Figura 1: Logotipo del software EES (Engineering Equation Solver) [17].

Entre una de sus muchas posibilidades incluye una amplia biblioteca de funciones termodinámicas y propiedades de transporte de un elevado número de materiales y sustancias de uso común en el campo de las energías, como agua, aire seco y húmedo, refrigerantes, fluidos criogénicos, gases de combustión y otros. Este software es capaz de resolver un elevado número de sistemas de todo tipo, mecánico, administrativo, de optimización, análisis de incertidumbre, regresiones lineales y no lineales,...Tras la implementación de las ecuaciones y obtención de resultados, el propio programa ofrece un gran número de acciones u operaciones post-proceso a realizar con los resultados, como por ejemplo, comprobación de la coherencia de las unidades, realización de tablas, generación de gráficos, comparación de los valores de los resultados.

Las funciones básicas que caracterizan este software son [17]:

- Resolución de hasta 6000 ecuaciones no lineales simultáneamente.
- Las ecuaciones pueden ser introducidas en cualquier orden.
- Velocidad computacional extremadamente rápida.
- Alta precisión de las funciones termodinámicas y de transporte de más de 100 sustancias.
- Conversión de unidades y comprobación automática de consistencia de las mismas.
- Estudios paramétricos con hojas de cálculo y tablas.
- Capacidad de optimización de variable simple o multi-variable.
- Capacidad de análisis de incertidumbre y regresión.
- Impresión en LaTeX, PDF, papel.

### *2.5.2.- Software Microsoft Excel*

Microsoft Excel es el popularmente conocido paquete de cálculo incluido en Microsoft Office®, distribuido por Microsoft®. Es una aplicación para manejar hojas de cálculo, y es utilizado normalmente en tareas financieras y contables. Ofrece una interfaz de usuario ajustada a las principales características de las hojas de cálculo, el programa muestra las celdas organizadas en filas y columnas, y cada celda contiene datos o una fórmula, con referencias relativas, absolutas o mixtas a otras celdas.

Excel permite al usuario definir la apariencia (las fuentes, atributos de carácter y celdas). También incluye la recomputación inteligente de celdas, donde celdas dependientes de otra celda que han sido modificadas, se actualizan al instante (otros programas de hoja de cálculo anterior recalculaban la totalidad de los datos todo el tiempo o esperaban para un comando específico del usuario). Excel tiene una amplia capacidad gráfica, y permite a los usuarios realizar, entre otras muchas aplicaciones, listados usados en combinación de correspondencia.

Es por estas funciones por las que se ha empleado este programa. Se han realizado los gráficos que se muestran durante todo el documento y además para que la implementación de las ecuaciones en EES fuera más claras, algunos cálculos que podrían haberse realizado con él se han llevado a cabo con la hoja de cálculo y luego se han utilizado los resultados para incluirlos en alguna de las líneas del “código”.

## 3.- Generalidades de la caldera

### 3.1.- Partes de la caldera

La caldera de estudio pertenece al grupo de calderas de bioselect, por su estructura horizontal. Es una caldera de tres etapas de intercambio energético. Una en el TC y dos en el IdQ. En el siguiente subapartado se explicará más profundamente como funciona. Se pueden ver varios planos constructivos de la caldera, con las medidas de la misma en el anexo 8.1, y bajo estas líneas, antes de la descripción de los elementos, junto al número que les corresponde para localizarlos en dichos planos.

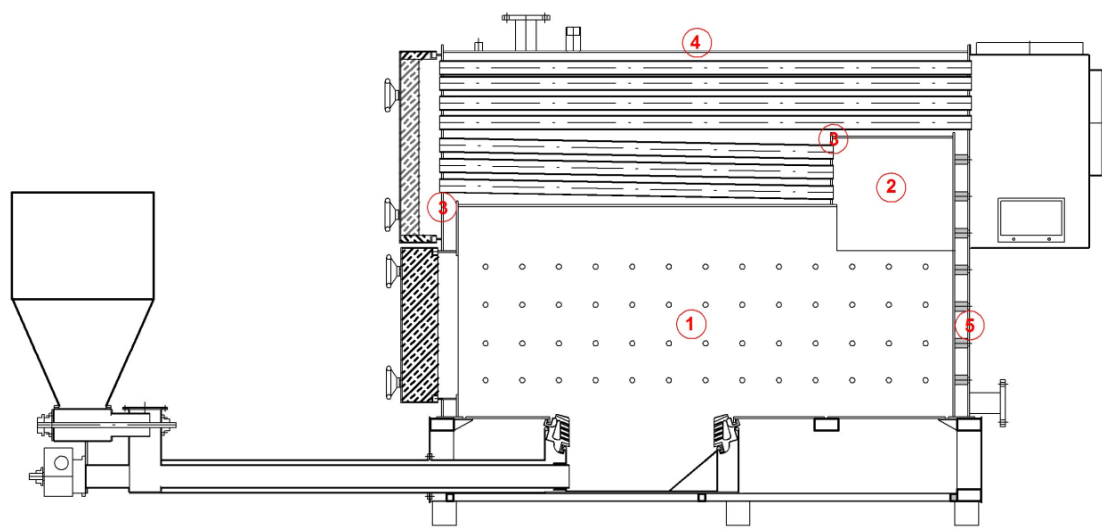


Figura 2: Alzado de la caldera de biomasa objeto del proyecto.

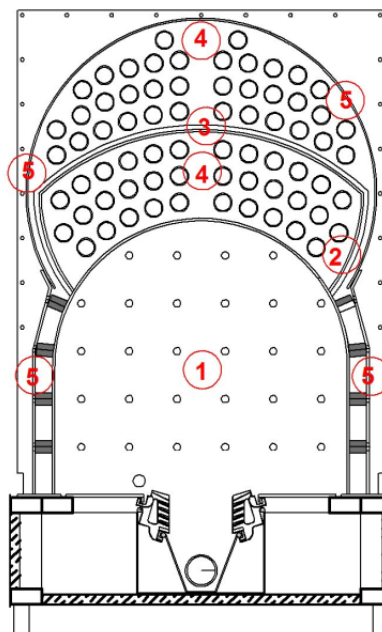


Figura 3: Frente de la caldera de biomasa objeto del proyecto.

El material empleado en la fabricación de las principales partes de la caldera es el acero P235GH según designación simbólica o 1.0345 según numérica. Se verán algunas de sus características más adelante (en el apartado 5, correspondiente con la aplicación de la norma UNE-EN 12953), pero ahora no es imprescindible mencionarlás. Las principales partes que componen la caldera son:

- **Tubo o cámara de combustión (1):** Su forma se aproxima a la de un paralelepípedo unido a un cilindro. Con las paredes laterales planas y la parte superior cilíndrica. Los fondos son planos y se unen a la parte lateral por soldadura. En la parte trasera del tubo de combustión esta incorporada la cámara de inversión. El fluido de trabajo baña completamente la parte cilíndrica y rectangular de la cámara de combustión para calentarse en el proceso de combustión que se lleva a cabo en la misma.
- **Cámara de inversión (2):** Es un espacio más amplio, situado en la parte trasera del tubo de combustión, cuya función es permitir un giro adecuado a los gases de combustión para entrar en los tubos del intercambiador de calor en la dirección más propicia.
- **Placas tubulares (3):** Son las piezas que soportan a los tubos del intercambiador de calor por sus extremos. La primera de ellas es la pared frontal de la cámara de inversión, la segunda es la pared trasera de la cámara que se forma con ésta y la carcasa de la caldera entre el primer y segundo paso por los tubos del intercambiador de calor. Sus formas son diversas, adaptándose al espacio que ocupan.
- **Intercambiador de calor (4):** Está formado por dos grupos de tubos distribuidos uniformemente, ajustándose a la forma concreta de la placa tubular que los sujeta por sus extremos y a la de la caldera. El primer grupo de tubos une la cámara de combustión con la que forman la carcasa y la segunda placa tubular. Son en total 32 y tienen una pequeña inclinación de  $0.87^\circ$  para mejorar la circulación ascendente de los gases de combustión. El segundo grupo guía a los humos de la pequeña cámara a la chimenea o salida de gases. Éstos están colocados completamente horizontales, a diferencia de los primeros. Hacen un total de 38. La función del intercambiador es que los gases formados en la combustión, en el tubo de combustión, pierdan progresivamente su energía mientras circulan por el interior de los tubos, cediéndosela al fluido de trabajo que atraviesa el intercambiador en dirección perpendicular a los mismos.
- **Carcasa (5):** Es la pieza exterior de la caldera. Rodea al tubo de combustión y a los tubos del intercambiador y es entre ésta y los elementos antes descritos por donde circula el fluido de trabajo (el agua). Podríamos decir que se compone de dos cuerpos cilíndricos: el que rodea a la cámara de combustión y el que compone el intercambiador de carcasa y tubos. Además, tiene la función de aislar adecuadamente la caldera del exterior para que las pérdidas de energía sean mínimas y el rendimiento total del aparato sea el más elevado posible.

Además de estos elementos principales se necesitan otras piezas “secundarias”. Piezas constructivas para dar la forma deseada a la caldera. Elementos de seguridad, por ejemplo ventanas de seguridad para observar si la combustión se lleva a cabo de forma correcta. Aberturas estratégicamente colocadas para permitir una buena limpieza de las piezas principales, como el tubo de combustión, o los tubos del intercambiador. Elementos de recogida de desechos; es el ejemplo de la bandeja de recogida de cenizas y elementos volátiles. Elementos de almacenaje del combustible, como la tolva que podemos ver también en la figura 2.

### 3.2.- Modo de funcionamiento de la caldera

El combustible se almacena en una tolva. Desde este depósito cae el material a un sistema de tornillo sin fin que lo arrastra hasta el quemador a la velocidad adecuada según la cantidad necesaria del mismo que se necesite, que se calculará en el siguiente apartado. Este recorrido esta representado en la figura por flechas verdes.

El quemador, que se puede ver en la figura 4 está situado en la parte inferior del TC, aproximadamente en mitad del mismo, es un sistema de parrilla. El combustible es distribuido de forma uniforme para que ocupe todo el espacio del quemador consiguiendo que se mezcle mejor con el comburente (el aire del ambiente) y la combustión sea lo mejor posible. El comburente entra por los agujeros de la parrilla (flujo primario) y por los laterales del quemador (flujo secundario). Además, en estos laterales existen unas piezas, las cámaras superiores de sobrepresión, que favorecen su recirculación hacía el “núcleo” del quemador, para aprovechar al máximo el comburente y que la mezcla sea lo más rica posible en oxígeno para que la combustión sea lo más completa posible.

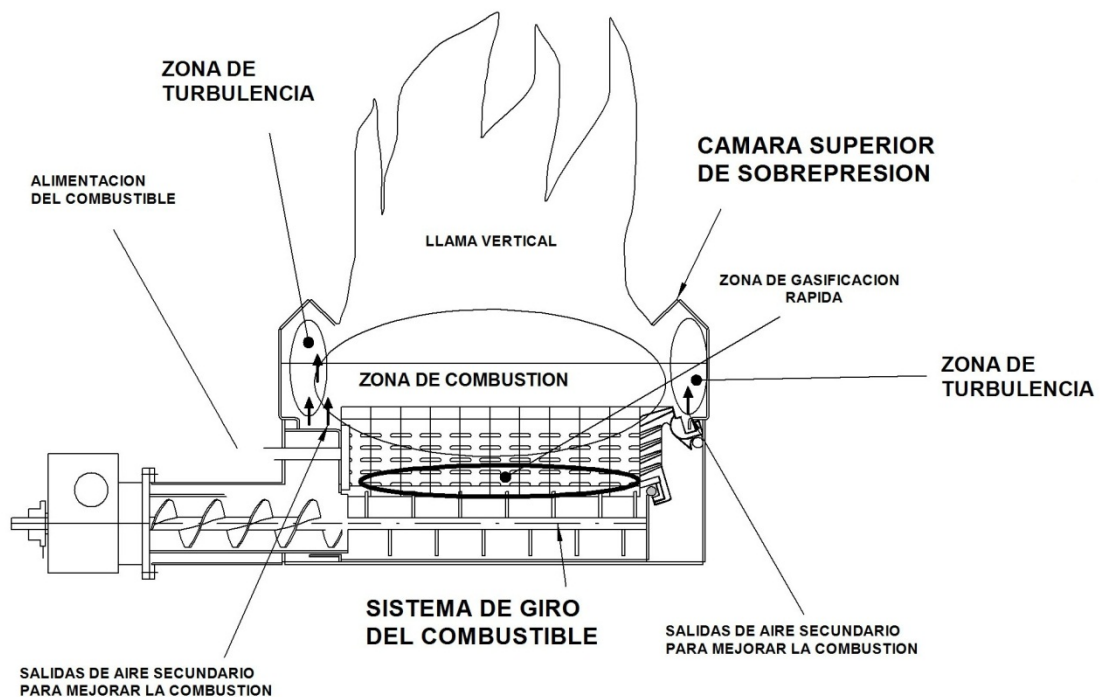


Figura 4: Detalle del quemador de parrilla de la caldera.

El TC es el lugar donde debe llevarse a cabo la combustión y además, en este tipo de calderas, es la primera etapa del calentamiento del agua, ya que mediante la radiación que emiten la llama y los GC y por el fenómeno de convección, aunque en mucha menor medida que el fenómeno anterior, se realiza la primera transferencia de calor al fluido de trabajo que baña casi en su totalidad el TC.

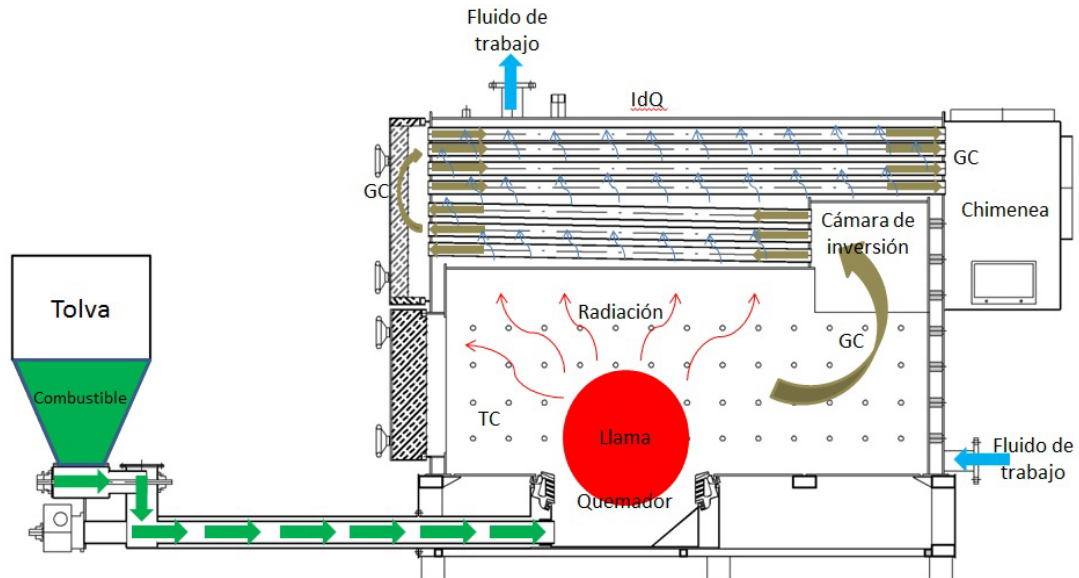


Figura 5: Esquema del modo de funcionamiento de la caldera.

Los GC que están ocupando la totalidad del volumen del TC se introducen en los tubos del IdQ, como muestran las flechas de color marrón, para que en este elemento se lleve a cabo la segunda y tercera etapa de intercambio energético. El IdQ es de tipo carcasa y tubos. Los GC circulan por el interior de los tubos, mientras que el fluido de trabajo recorre el intercambiador por el exterior de los mismos, por la carcasa. El intercambio de energía se produce en mayor medida mediante convección. Con lo que el fluido caliente, en este caso los GC van perdiendo su temperatura a costa de la ganancia de la misma por parte del fluido frío, el agua.

Finalmente, el fluido de trabajo ha alcanzado la temperatura para la que se diseñó la caldera y sale de la misma para ser utilizado en el proceso productivo o para el fin propuesto. Los GC también han terminado el trabajo para el que estaban destinados y salen del aparato por la chimenea. En un principio, no es necesario que reciban ningún tratamiento de depuración de gases para que alcancen un estado adecuado para su salida a la atmósfera. Es decir, ya están en condiciones de salir a la atmósfera sin dañar el medioambiente.

### 3.3.- Combustibles

Los principales combustibles empleados en este tipo de calderas son: el hueso de aceituna, la cáscara de almendra y los pellets DIN plus. A continuación se realiza una pequeña reseña sobre cada uno de ellos:

- **Cáscara de almendra (CA):** La cáscara de almendra es un subproducto procedente del descascarado de la almendra. Tradicionalmente los usos de la cáscara de almendra han sido en hornos de panadería, la industria cerámica y para calefacciones de explotaciones ganaderas. Su producción es estacional, coincidiendo con los meses posteriores a la recolección de la almendra, principalmente en los meses de agosto a diciembre (70%).

Con la creciente preocupación por disminuir la utilización de combustibles fósiles, la cáscara de almendra toma mayor protagonismo como elemento energético en el uso de instalaciones de biomasa, ya sean de carácter industrial o de tipo doméstico como son las calderas de calefacción.

Posee un alto poder calorífico (PCI  $\sim 4160$  Kcal/Kg), baja humedad ( $\sim 10\%$ ), baja concentración también en otros elementos como el cloro y el azufre y apenas emite componentes sulfurados, nitrogenados y partículas sólidas.



Figura 6: Combustible de biomasa: Cáscara de almendra.

- **Hueso de aceituna (HA):** el hueso de aceituna es uno de los residuos sólidos más importantes que genera la industria del olivar, tanto la de aderezo como la de extracción de aceite, por lo que se han encontrado algunas vías de aprovechamiento debido a sus grandes volúmenes de generación.

Teniendo en cuenta el elevado porcentaje que representa el hueso con respecto al total del fruto (entre el 18 y el 23%), su aprovechamiento ha despertado la atención de numerosos investigadores en los últimos años.

Entre las distintas vías de aprovechamiento del hueso de aceituna, tanto el triturado como el entero, podemos destacar la dedicada a producir energía térmica y electricidad.

Sabiendo que 1 Kg de hueso de aceituna, con una humedad de 9.3%, tiene un poder energético de 5.16 kWh, 2 Kg de hueso de aceituna tienen un poder calorífico



equivalente a 1 l de gasóleo o 1 Nm<sup>3</sup> de gas natural. Ésto le convierte en una biomasa muy cotizada en la actualidad debido también a su homogeneidad y a su bajo efecto a la hora de evaluar emisiones [12].



Figura 7: Combustible de biomasa: Hueso de aceituna.

- **Pellets DIN plus (PDP):** Los pellets de madera son un combustible derivado de la autoaglomeración de material leñoso (virutas y astillas molturadas y secas, procedentes de residuos de madera limpios, de serrerías o de otras industrias forestales o agroforestales), como resultado de una aplicación combinada de calor y presión. Su manufactura no requiere adición de sustancias químicas, ya que la misma lignina actúa como aglomerante. El aspecto de los pellets es de cilindros granulados. El PCI de los pellets es aproximadamente 4.7 kWh/Kg, 2 Kg de pellets equivalen aproximadamente a 1l de gasoil. Los pellets no deben contener otras sustancias o contaminantes que puedan aumentar la cantidad de ceniza, ya que esto puede generar problemas en el equipo que queme este energético. También es necesario que los pellets posean cierta resistencia mecánica y no se desintegren fácilmente en polvo, ya que éste tiene propiedades diferentes y puede afectar el proceso de combustión y generar emisiones por encima de los niveles previstos. Son utilizados tanto a nivel industrial como doméstico, en calderas o estufas especialmente adaptadas. Incluso se han establecido estándares para la calidad de los pellets en Suecia, Austria, Alemania y EEUU [5]. Los pellets tienen varias ventajas como combustible respecto a otros materiales leñosos, como la leña:

1. Combustible estandarizado con alta fiabilidad.
2. Requiere menos espacio para el almacenamiento.
3. Son más densos energéticamente.
4. Son fácilmente transportables a grandes distancias.
5. Tiene menor emisión de material particulado en su fracción inhalable.
6. Produce prácticamente nulas emisiones de óxidos de azufre y menos cantidades de cenizas.
7. Los procesos de combustión son más eficientes ya que, por un lado, son fácilmente adaptables y más densos por lo que ocupan mejor el espacio en las calderas y por otro lado, tienen un menor contenido de humedad (los chips de madera y leña contiene entre un 30 y un 60% de humedad, ello redunda en un PCI al 70% del pellet).





Figura 8: Combustible de biomasa: Pellets DIN plus.

Debido a que son éstos los principales combustibles de la biomasa, es lógico que sean los que se emplean en el estudio, obteniendo valores y comparando resultados para ajustar el diseño de la caldera, optimizando su funcionamiento y su rendimiento. El análisis inmediato, elemental y el poder calorífico (PC) de cada uno de ellos aparecen a continuación, en la siguiente tabla.

	Cáscara de almendra. [6].	Hueso de aceituna. [12].	Pellets DIN plus. [16].
Análisis inmediato (% en base húmeda)			
Carbono fijo ( $C_f$ )	15.85	21.98	19.87
Volátiles (V)	80.28	76.40	79.41
Cenizas (Z)	0.55	1.62	0.72
Humedad (M)	3.3	13.12	0
Análisis elemental (% base seca)			
Carbono (C)	52.2234	50.79	52.34
Hidrógeno (H)	6.7942	5.95	5.77
Nitrógeno (N)	0.2172	0.48	0.35
Azufre (S)	0.006	0.04	0.15
Oxígeno (O)	40.7075	42.74	40.66
Cloro (Cl)	0.0517	-	0.01
Poder Calorífico (Kcal/Kg combustible en base seca)			
PCS	4354.06	4800	5096
PCI		4500	4792

Tabla 1: Análisis inmediato, elemental y de poder calorífico de los combustibles.

Estos datos son el punto de partida para calcular cualquier estado, variable, propiedad o parámetro que sea necesario conocer en nuestro estudio.

## 4.- Cálculos justificativos. Desarrollo y resultados

---

### 4.1.- Consumo de combustible, comburente y generación de gases de combustión

Para obtener la potencia de 500 kW requerida en la caldera para la generación del agua sobrecalentada a 130°C de temperatura y 8 bares de presión, es preciso realizar un consumo de combustible y comburente, en este caso aire ambiente, generándose una cantidad de gases de combustibles que debemos conocer.

#### 4.1.1.- Aporte de combustible

Tras la inversión inicial por la compra de la caldera de biomasa, los posteriores desembolsos serán únicamente para la adquisición del combustible que ponga en funcionamiento el aparato. Si se quiere que esta tecnología sea ventajosa frente a las convencionales se deberá justificar con la mayor precisión posible, sin entrar en temas económicos, la cantidad de combustible mínima que será necesario para desarrollar la potencia requerida. Con este dato, el futuro comprador, puede realizar una rápida comparativa entre sus opciones de compra.

Este consumo es distinto según el combustible que se emplee porque depende de la energía química (energía interna) que cada uno posea, es decir, el PCI. También depende del rendimiento de la caldera (aunque esta dependencia es igual para los tres combustibles). Según el gerente de la empresa, sus calderas tienen un rendimiento del 90%, sin embargo, para no realizar una suposición tan optimista y tener un pequeño margen, se realizarán los cálculos con un rendimiento del 88% sobre PCI. La ecuación a emplear para este cálculo es muy sencilla, la vemos a continuación [7]:

$$P_u = \eta_{cald.} \cdot PCI \cdot \dot{m}_{combustible} \Rightarrow \dot{m}_{combustible} = \frac{P_u}{\eta_{cald.} \cdot PCI} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Como es lógico, las unidades son muy importantes para que los resultados sean coherentes y por ello, las variables deben tener las unidades correctas. Éste hecho se debe tener en cuenta no sólo en esta ocasión, sino en todos los fenómenos físicos de éste y cualquier proyecto.

#### 4.1.2.- Consumo de comburente

El aire, que actúa como comburente, no es preocupante para una futura comparación económica, o por lo menos no directamente, porque no debe comprarse. Pero es importante conocer lo mejor posible la cantidad necesaria a ingresar en la caldera para que se produzca una combustión lo más completa posible. Ésto provocará el mayor aprovechamiento energético de los combustibles, aumentando el rendimiento de la caldera, evitando gasto innecesario de exceso de los mismos y generación de gases indeseados, como monóxido de carbono (CO) y otros.

Es posible estimar de forma bastante precisa el aire necesario para realizar una combustión lo más completa posible y con ello aprovechar toda la energía almacenada en el combustible, en este caso como energía interna, para producir energía calorífica. Esta cantidad de comburente necesario también es diferente para cada tipo de combustible ya que depende de los elementos que lo componen y sus porcentajes en el mismo, lo que se denomina análisis elemental, visto en la tabla 1. Los resultados pueden darse en varias unidades, como en cualquier ecuación física, pero en este caso interesa obtenerlos en Nm<sup>3</sup>/Kg combustible. Para ello, se aplican estas ecuaciones [13].

$$V_{aire}^0 = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) 22.4 \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$V_{aire}^1 = V_{aire}^0 (1 + n) \quad \text{Ec. 4.3}$$

#### 4.1.3.- Generación de gases de combustión

También es imprescindible conocer la cantidad de GC generados en la combustión. Por un lado, porque serán ellos los encargados de transferir la energía necesaria al fluido de trabajo para que alcance la temperatura requerida. Por otro, porque necesita saberse si deben tratarse para no contaminar el medio ambiente a su salida de la caldera.

Al igual que en el caso de la cantidad de comburente, la cantidad de gases de combustión depende del análisis elemental del combustible. A pesar de que luego se emplearán estos resultados de los gases en posteriores ecuaciones, al final del recorrido por la caldera y expulsión por la chimenea, su volumen se verá modificado, tal y como se comprobará, por la cesión de su energía calórica al flujo de trabajo. Ahora se presentan los valores obtenidos en Nm<sup>3</sup>/Kg combustible. Las ecuaciones para su cálculo son las siguientes [13]:

$$V_{GC}^0 = 22.4 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} + \frac{N}{28} + \right) + \frac{79}{21} 22.4 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + -\frac{O}{32} \right) \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$V_{GC}^1 = V_{GC}^0 + nV_{aire}^0 \quad \text{Ec. 4.5}$$

Los resultados obtenidos de las tres cantidades antes explicadas poden verse en esta tabla:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
Aporte de combustible (Kg combustible/h)	123.3	108.6	102,2
Cantidad de comburente (m <sup>3</sup> N/Kg combustible)	6.117	5.614	5.809
Cantidad de GC generados (m <sup>3</sup> N/Kg combustible)	861.5	699.3	675.8

**Tabla 2: Consumo de combustible, comburente y generación de GC.**

El PDP es el combustible de mayor calidad de los tres. Además de que es el que menos cantidad de humedad tiene y “componentes no deseados”. Tiene el mayor PC, por lo que es lógico que sea el que menor cantidad del mismo se necesita para producir la energía requerida por la caldera, tal y como puede verse en el siguiente gráfico de barras, donde se compara la cantidad necesaria a introducir en la caldera de los tres combustibles. Seguidamente es el HA y por último la CA, ya que la cantidad de combustible es inversamente proporcional al PC.

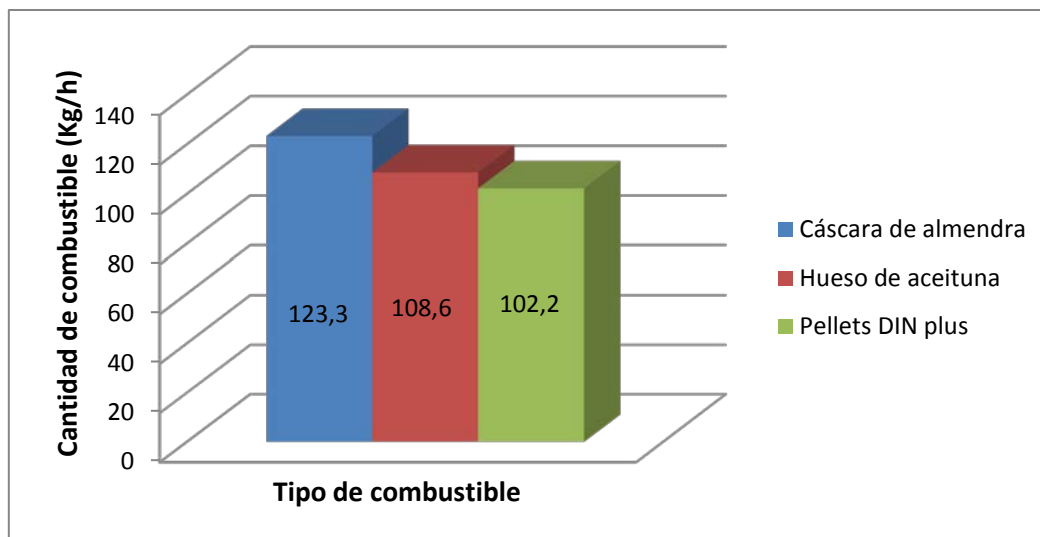


Figura 9: Gráfico comparativo de la cantidad de combustible.

El hecho de que el PDP sea el combustible que menos cantidad se necesita para producir el aporte de energía necesario podría dar pie a pensar que también necesitará la menor cantidad de comburente. Sin embargo, tal y como se ve en el segundo gráfico de barras hace falta un poco más que para el HA y esto es debido a que los pellets tienen un pequeño porcentaje mayor de carbono (C) y menos proporción de oxígeno ( $O_2$ ) que la aceituna, por lo que habrá que aportar un poco más de comburente (aire) para suplir esa “falta” de oxígeno propio del combustible y para provocar la reacción completa del carbono en dióxido de carbono ( $CO_2$ ). De nuevo, el combustible que mayor aporte necesita, en este caso de comburente, es la CA.

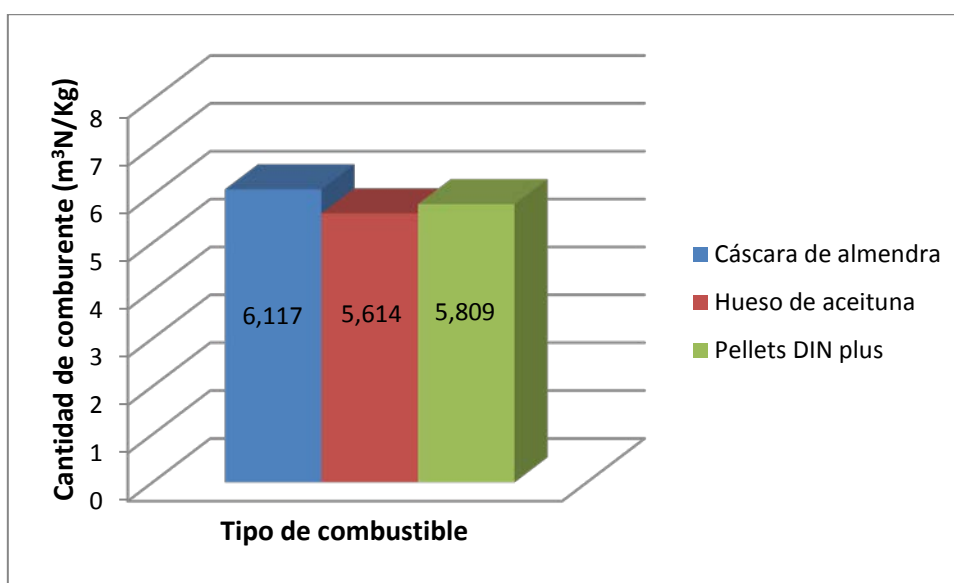


Figura 10: Gráfico comparativo de la cantidad de comburente.

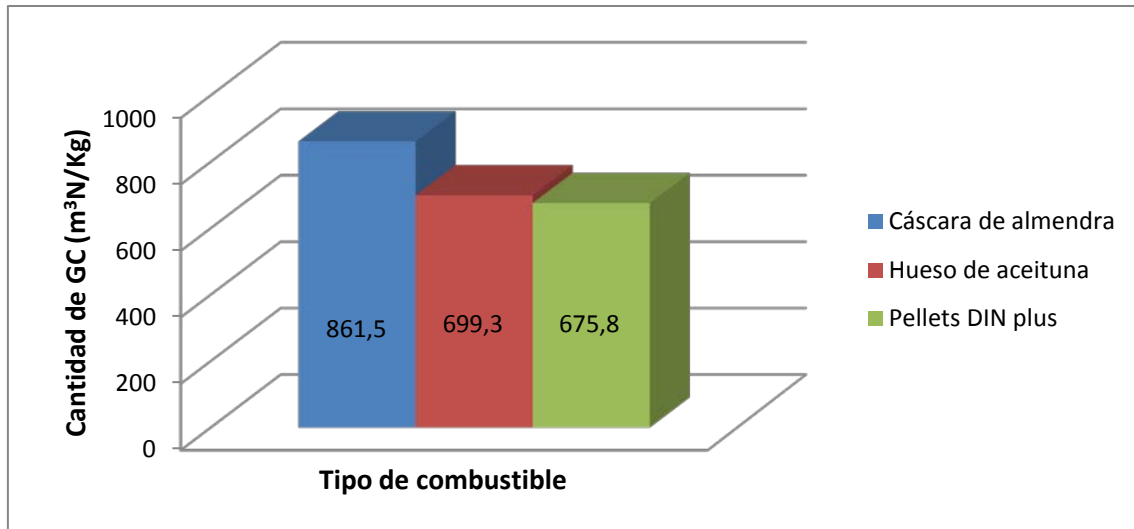


Figura 11: Gráfico comparativo de la cantidad de GC.

A pesar de que la cantidad de comburente a aplicar al HA es menor que para los pellets, debido a la mayor cantidad de oxígeno que lo conforma, tal y como hemos explicado antes. La cantidad de combustible a introducir en la caldera es mayor y por consiguiente la cantidad de GC generados también es un poco más elevada porque la relación entre estas dos magnitudes es de proporcionalidad. Llama la atención la gran diferencia con la CA, pero no es ilógico si se recuerda que es el combustible con menor PC (con mucha diferencia con los anteriores), lo que provoca que haya que aportar más cantidad del mismo y además también se necesita más comburente y al fin y al cabo es el nitrógeno del aire el elemento principal de los GC, ya sea en  $\text{NO}_x$  (no es el caso porque las temperaturas alcanzadas en la reacción de combustión no son muy elevadas y hemos considerado la hipótesis de que no se formará dicho compuesto) o como nitrógeno libre. Así, si ambas magnitudes son las más elevadas su producto también lo será y con mayor diferencia que individualmente.

El cálculo de la cantidad de combustible a aportar y del comburente necesario para llevar a cabo la combustión sirven, además de para sacar las conclusiones que se han extraído en los párrafos anteriores, para determinar con que motoreductor y que ventilador debe equiparse la caldera para introducir las cantidades de ambos productos. Los procedimientos para su obtención están desarrollados a continuación. En el anexo 8.6 se muestran los catálogos de modelos de cada uno de los aparatos.

#### *4.1.4.- Selección de un motoreductor para la alimentación del combustible.*

Para equipar a la caldera con un motoreductor eléctrico adecuado para desarrollar el movimiento del tornillo sin fin que introduzca el combustible en el TC del aparato, y de este modo no incurrir en un excesivo gasto, que luego reportaría en el encarecimiento del producto basta con aplicar las ecuaciones siguientes [18]. La primera (4.6) calcula las revoluciones a las que gira el secundario del motoreductor, es decir, las revoluciones del tornillo sin fin. La segunda el momento ejercido por el mismo. Y finalmente con la 4.8 y 4.9 la potencia del tornillo y la del motoreductor eléctrico respectivamente.

Con el resultado se selecciona el motoreductor de los catálogos que aparecen en el anexo 8.6 que más se aproxime a los valores obtenidos. Obviamente el motor elegido será el mismo para los tres combustibles y coincidirá con el más potente, que es el caso más desfavorable.

$$Q = 60 \frac{\pi \phi_{\sin fin}^2}{4} S n_{\sin fin} C_f d C \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$M_o = 26.4216 \frac{L Q}{n_{\sin fin}} \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$N_o = \frac{M_o n_{\sin fin}}{60} \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$P_o = \frac{N_o F_o}{\eta_{\text{electrico}}} \quad \text{Ec. 4.9}$$

Donde  $\phi_{\sin fin}$  representa el diámetro del tornillo sin fin, vale 80 mm.  $S$  es el paso del mismo, que en este caso coincide con la medida del diámetro.  $C_f$  es un coeficiente de llenado, que para cargas ligeras poco abrasivas como las que son tratadas aquí toma el valor de 0.31.  $d$  se refiere a la densidad del material en  $\text{T/m}^3$  y el coeficiente  $C$  se aplica para tener en cuenta la inclinación del sin fin, que para esta aplicación es la unidad, ya que la inclinación es nula. La longitud del tornillo,  $L$ , es 2.07911 m. Y  $n_{\sin fin}$  son las revoluciones que se buscan, y que se obtienen a partir de la ecuación 4.6. Los parámetros de la ecuación 4.7 y 4.8 coinciden con los de la anterior. Y finalmente para la 4.9 se necesitan el factor de sobrecarga ( $F_o = 3$ ) y la eficiencia eléctrica del mismo ( $\eta_{\text{electrico}} = 85\%$ ).

Los resultados y la elección tomada se muestran en esta tabla:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$d$ ( $\text{T/m}^3$ )	0.49	0.7535	1.12
$Q$ ( $\text{T/h}$ )	0.1233	0.1086	0.1022
$n_{\sin fin}$ (rpm)	33.64	19.27	12.2
$M_o$ (Nm)	0.2	0.31	0.46
$N_o$ (W)	0.113	0.099	0.093
$P_o$ (W)	0.39	0.35	0.33
Motor seleccionado	MSF025	MSF025	MSF025

Tabla 3: Selección de un motor para el tornillo sin fin.

El motoreductor seleccionado tiene las siguientes características, y en el anexo número 8.6 puede verse más detenidamente todo el catálogo de modelos que oferta el distribuidor Gyros®.

Modelo	Potencia (kW)	Rev. Eje primario (rpm)	Rev. Eje secundario (rpm)	Relación de rev. (i)	Momento eje secundario (Nm)
MSF025	0.06	1400 (4P)	24-186	7.5-60	11-2.6

Tabla 4: Características técnicas del modelo de motoreductor incorporado en la caldera.

#### 4.1.5.- Selección de un ventilador para el aporte de comburente

Igual que ocurre con el motor, para el sinfin, debe incorporarse a la caldera el ventilador que mejor se adapte a las características funcionales del producto. De forma que desarrolle el trabajo solicitado con el menor consumo energético posible. Éste será el factor más determinante para escoger el producto. Los ventiladores se seleccionan de un catálogo del proveedor Sodeca® mostrado en el anexo 8.6, donde, además del código del modelo aparecen sus características técnicas y en ellas se puede comprobar que efectivamente la elección que se tome será conforme al menor consumo de energía. Se ha escogido éste distribuidor porque es con el que la empresa trabaja de forma habitual. Por lo que el código del modelo puede variar con respecto a otros proveedores.

Para ello, únicamente se necesita conocer el caudal de aire que debe impulsar el ventilador. Dato que ya se conoce al haberse calculado en el punto 4.1.2 (consumo de comburente). En ese punto aparece por unidad de combustible. Para saber el total basta con multiplicarlo por el flujo de combustible. En la tabla aparece el caudal necesario y el ventilador seleccionado:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
Caudal de aire (m <sup>3</sup> N/h)	754.2261	609.6804	593.6798
Ventilador seleccionado	CMP-616-4M	CMP-616-4M	CMP-616-4M

Tabla 5: Selección de un ventilador para el aporte de comburente.

A continuación un breve resumen en forma de tabla de las principales características técnicas del ventilador seleccionado:

Modelo	Velocidad (rpm)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)
		230V	400V	690V				
CMP-616-4M	1400	0.72	-	-	0.1	850	61	7.5

Tabla 6: Características técnicas del modelo de ventilador incorporado en la caldera.

#### 4.2.- Estudio de la combustión en el tubo de combustión

La combustión del combustible y comburente se produce en el hogar (TC). Es una de las partes más importantes de este trabajo, ya que con su estudio se conocerá la temperatura, volumen..., en definitiva un estado de los GC (salida de la cámara de combustión-entrada al primer paso por los tubos del intercambiador), la temperatura de llama en la reacción, la cantidad de energía que se transfiere en esta primera etapa al fluido de trabajo y la temperatura que alcanza éste tras esta absorción de calor.

En los combustibles convencionales existen modelos de hogares y hornos para el estudio de la combustión que en ellos se lleva a cabo, es el ejemplo del modelo de horno largo, que aparece en la bibliografía [7]. Sin embargo, la biomasa no es un combustible convencional y en la actualidad se carece de modelos físico-matemáticos para caracterizarlo. Es por ello que se ha optado por integrar varias ideas de diversos modelos.

La parte central de este modelo es un simple balance de energía en el horno. Aparece la energía aportada, la energía cedida y la energía que “sale” hacia el intercambiador. Debe aclararse que se ha supuesto la hipótesis de que no existen pérdidas de energía, es decir, toda la energía entrante es aprovechada, ya sea la que se cede al fluido de trabajo en el mismo TC, en la primera etapa de intercambio energético, como la que se “llevan” los GC hacia la segunda y tercera etapa, en el IdQ. La ecuación es la siguiente:

$$\dot{Q}_{entrante} - \dot{Q}_{cedido} = \dot{Q}_{saliente} \quad \text{Ec. 4.10}$$

El primer término de la parte izquierda es el aporte de energía realizado por el combustible y el comburente. Sin embargo, el comburente no entra en la caldera a una temperatura suficientemente alta como para que su aporte energético sea importante y por consiguiente es despreciado frente al del combustible.

$$\dot{Q}_{entrante} = \dot{m}_{combustible} PCS + \dot{m}_{comburente} h_{comburente} \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$\dot{m}_{combustible} PCS \gg \dot{m}_{comburente} h_{comburente} \Rightarrow \dot{m}_{comburente} h_{comburente} \approx 0 \quad \text{Ec. 4.12}$$

$$\dot{Q}_{entrante} = \dot{m}_{combustible} PCS \quad \text{Ec. 4.13}$$

El segundo término es la cesión de energía por radiación y convección, aunque esta segunda forma de transferencia de calor se considera despreciable frente a la primera y no se tendrá en cuenta en los cálculos de nuevo por ser de varios órdenes de magnitud inferior a la primera, como en el caso del combustible y el comburente.

$$\dot{Q}_{cedido} = \dot{Q}_{radiación} + \dot{Q}_{convección} \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$\dot{Q}_{radiación} \gg \dot{Q}_{convección} \Rightarrow \dot{Q}_{convección} \approx 0 \quad \text{Ec. 4.15}$$

$$\dot{Q}_{cedido} = \dot{Q}_{radiación} \quad \text{Ec. 4.16}$$

El término de la derecha es la parte de la energía que abandona la cámara de combustión, en forma de entalpía de los GC. La ecuación que lo rige es:

$$\dot{Q}_{saliente} = \dot{m}_{combustible} V_{GC} h_{GC}(T_{sal.GC}) = \dot{V}_{GC} h_{GC}(T_{sal.GC}) \quad \text{Ec. 4.17}$$

De la siguiente ecuación es de donde puede despejarse la temperatura de entrada de los GC en el IdQ (salida del hogar), ya que la entalpía es función de la temperatura mediante esta igualdad [7]:

$$h_{GC} = 1.363T + 1.5543 \cdot 10^{-4}T^2 + 7.6449 \cdot 10^{-8}T^3 - 4.7814 \cdot 10^{-11}T^4 \quad \text{Ec. 4.18}$$

Esta ecuación es propia de combustibles convencionales líquidos o gaseosos, pero a falta de alternativas para combustibles de biomasa se ha tomado como correcta.

La temperatura del agua tras su paso por la primera etapa de intercambio de calor puede ser calculada mediante la siguiente ecuación (4.18) de transferencia de calor [8]. Como se puede comprobar en el anexo 8.4 donde aparecen implementadas todas estas ecuaciones para cada uno de los combustibles.



$$\dot{Q}_{cedido} = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{1^{a}etapa} - T_{ent.}) \quad \text{Ec. 4.19}$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\dot{Q}_{entrante}$ (kW)	568.2897	567.978	568.232
$\dot{Q}_{cedido}$ (kW)	213.608	330.367	344.878
$\dot{Q}_{saliente}$ (kW)	354.65	237.762	223.39
$T_{Llama}$ (°C)	1499	1714	1752
$T_{GC;1^{a}etapa}$ (°C)	961.7	808.9	788.1
$T_{agua;1^{a}etapa}$ (°C)	89.79	105.9	107.9

Tabla 7: Resultados del estudio de la combustión en el TC.

### 4.3.- Estudio del intercambiador de calor

El IdQ es junto con el TC el elemento más importante de la caldera, eso es algo que ya se ha mencionado en el tema de Generalidades de la caldera cuando se describen las partes de la misma. Su importancia radica en que en él se produce la segunda y tercera etapa de intercambio de calor entre los GC y el agua, fluido de trabajo.

Con su estudio se conocerá finalmente el calor total que es intercambiado entre ambos fluidos, o lo que es lo mismo, la potencia desarrollada por la caldera. Además, se estará en condiciones de realizar un estudio completo de los GC y del fluido de trabajo.

En este momento, únicamente se conoce la temperatura de entrada de los GC en el IdQ y la temperatura del agua tras su paso por la primera etapa de intercambio de energía, obtenidos ambos valores en el apartado de estudio de la combustión. Con esta escasez de datos es difícil realizar un estudio del IdQ, pero existe un método con el que se es capaz de obtener los resultados necesarios, es el método  $\epsilon$ -NTU, el cual se desarrolla ampliamente en el anexo 8.3. Este método es implementado por duplicado en el programa de resolución de ecuaciones, tal y como podemos ver en el anexo 8.4 donde aparece todo código escrito en el software EES, una por cada etapa de intercambio (grupo de tubos) de que se compone el IdQ.

Para poder aplicar el método es imprescindible estudiar el fluido forzado interno y fluido forzado externo que recorren el IdQ, calculando los coeficientes de convección de cada uno de ellos. El fluido interno son los GC que circulan por el interior de los tubos del intercambiador, mientras que el fluido exterior es el fluido de trabajo que fluye por la carcasa, entre los tubos. En los anexos número 8.3.1 y 8.3.2 se explica cómo obtenerlos, y aquí se muestra el valor de los principales parámetros en ellos calculados. La primera de las tablas se refiere a los GC (fluido interno) y la segunda el agua (fluido externo).

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$h_{conv.; int.}$	31.92	33.5	33.8
$Nu_D$	28.16	32.05	32.69
$Re_{D;max.}$	8084	9529	9774
$Pr$	0.7457	0.7405	0.7391

Tabla 8: Parámetros de convección del flujo interior en el estudio del IdQ.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$h_{conv.; ext.}$	800.8	819.3	821.5
$Nu_D$	72.29	73.82	74
$Re_{D, max.}$	5885	6348	6405
$Pr$	1.616	1.5	1.487

Tabla 9: Parámetros de convección del flujo exterior en el estudio del IdQ.

En la siguiente tabla se recogen los resultados del estudio del IdQ obtenidos según muestra el anexo 8.3, tal y como se ha dicho antes:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\dot{q}_{2^a etapa} \text{ (kW)}$	162.6	125.1	119.8
$\dot{q}_{max; 2^a etapa} \text{ (kW)}$	327.5	211.7	196.9
$\varepsilon_{2^a etapa}$	0.4966	0.5909	0.6082
$NTU_{2^a etapa}$	0.6995	0.9122	0.9564
$UA_{2^a etapa}$	262.8	274.7	276.9
$\dot{q}_{3^a etapa} \text{ (kW)}$	101.4	60.42	54.9
$\dot{q}_{max; 3^a etapa} \text{ (kW)}$	156.3	81.35	72.34
$\varepsilon_{3^a etapa}$	0.6483	0.7427	0.7588
$NTU_{3^a etapa}$	1.078	1.405	1.473
$UA_{3^a etapa}$	404.8	422.9	426.4
$C_r$	0.05238	0.04186	0.04023

Tabla 10: Resultados del estudio del IdQ.

Tras el estudio de la combustión en el TC y el estudio del IdQ ya se conoce como se distribuye el intercambio de energía a lo largo de las tres etapas que componen la caldera. Se sabe si el aparato desarrolla la potencia que se le exige y el rendimiento real que alcanza. Se ve en la tabla número 11 y más intuitivamente en los diagramas de barras que se muestran en las figuras 12 y 13.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\dot{Q}_{cedido} = \dot{q}_{1^a etapa} \text{ (kW)}$	213.608	330.367	344.878
$\dot{q}_{2^a etapa} \text{ (kW)}$	162.6	125.1	119.8
$\dot{q}_{3^a etapa} \text{ (kW)}$	101.4	60.42	54.9
$\dot{Q}_{total} \text{ (kW)}$	477.608	515.887	519.578
$\eta_{real}$	0.8406	0.9079	0.9144

Tabla 11: Resumen del calor intercambiado en cada etapa y rendimiento real de la caldera.

El diagrama de barras muestra el calor intercambiado en el TC, la primera etapa de intercambio de energía (barras azules), el intercambio en la segunda y tercera etapa, en el intercambiador de calor (barras rojas y violetas) y el total, la suma de las tres etapas, es decir, la potencia desarrollada por la caldera (barras verdes). Aquí se aprecia claramente que el PDP es el combustible que mayor energía produce, seguido del HA y por último la CA. Es cierto que la diferencia entre los pellets y el hueso no es muy grande y que ambos están por encima de la potencia requerida por la caldera de 500 kW, mientras que la almendra no alcanza a suministrar dicha potencia.

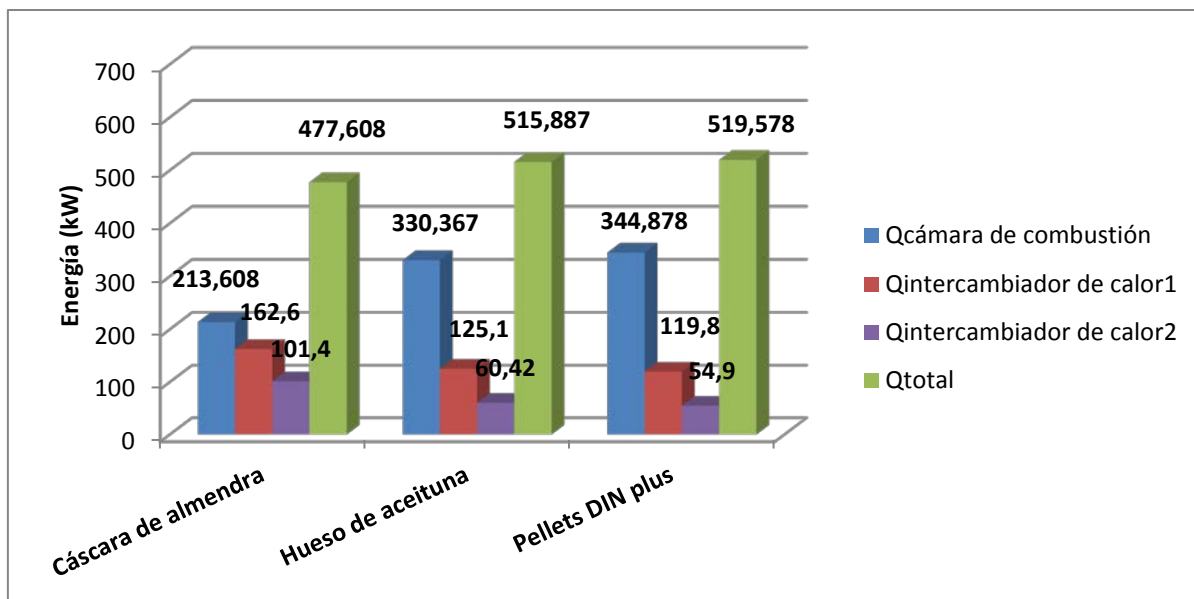


Figura 12: Gráfico comparativo del calor intercambiado en cada una de las etapas de la caldera.

Es interesante ver como la tendencia de la transferencia de calor es distinta entre la CA y el HA y el PDP. Mientras que el primero de los combustibles, el mayor intercambio de calor se realiza en el IdQ (2ª y 3ª etapa) y menos en el TC, mediante radiación, en los otros dos combustibles es a la inversa. También se comprueba que la mayor diferencia entre la primera y la segunda y tercera etapa de intercambio energético se produce con el PDP, mientras que en los otros dos combustibles esta diferencia no es tan pronunciada. Ocurre de este modo porque este combustible cede mucha energía en la primera etapa y la temperatura de salida de los GC del TC es menor que en el caso de la CA y el HA por lo que la energía que todavía almacenan en sí mismos y que pueden transmitir al fluido de trabajo es menor que con los otros dos combustibles. Aunque el HA también se comporta prácticamente de este modo, y es la CA la que tiene una distribución más uniforme de su energía a lo largo del recorrido de los GC por la caldera.

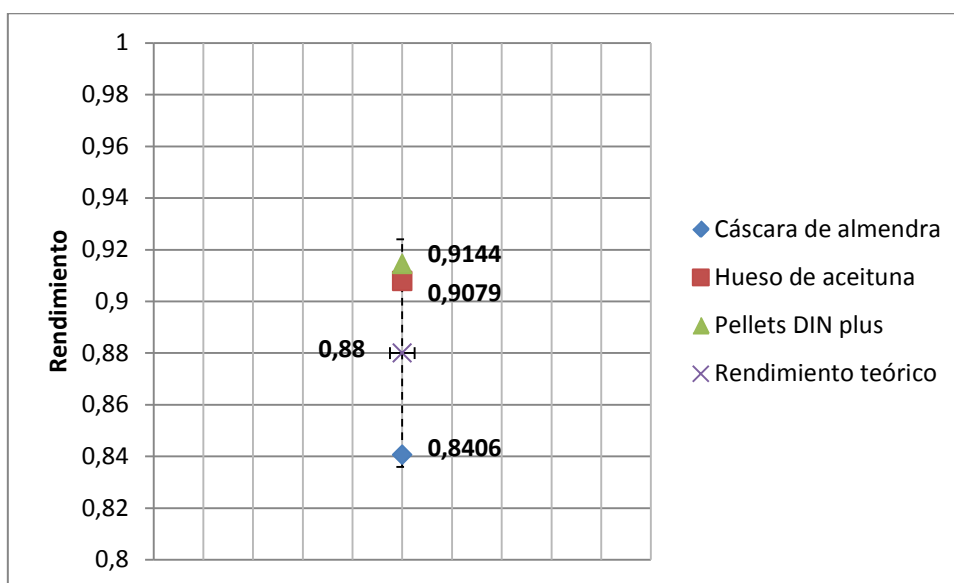


Figura 13: Gráfico comparativo entre el rendimiento teórico y real de los tres combustibles.

Como última conclusión puede decirse que el PDP y el HA alcanzan la potencia requerida y el rendimiento especificado por el fabricante, mientras que la CA no llega a ninguna de las dos. Y lo que es más importante, tampoco el fluido de trabajo (agua) abandona la caldera a la temperatura requerida de 130°C, que es la finalidad del aparato, tal y como se verá en el punto 4.5 Estudio de la evolución del fluido de trabajo. Para conseguirlo podrían incluirse tubos en el IdQ, para aumentar el área de intercambio y con ello el calor intercambiado en él y finalmente el calor total cedido al agua y el rendimiento.

#### 4.4.- Estudio de la evolución de los gases de combustión

Una vez estudiada la combustión en el TC y la transferencia de calor en el IdQ se está en posición de centrarse en los humos, o GC, como los se han denominado hasta ahora. Punto muy importante en este tipo de calderas para el conocimiento de las características de éstos en distintos puntos clave del recorrido por la misma y para su posible tratamiento. Ésto permite conocer:

- Si con su velocidad se realiza mucha deposición de volátiles y cenizas en los tubos o si por el contrario, pasan tan rápido que no se realiza toda la transferencia de calor como sería posible.
- Si con tiro natural es suficiente para que salgan los humos de la caldera o por el contrario será necesario incluir un ventilador para producir tiro forzado.
- Si su temperatura es adecuada para no generar sustancias peligrosas para el deterioro de la caldera y para el medioambiente.

Para sacar estas conclusiones se calcularán la temperatura de los GC (ya calculadas en el estudio de la combustión y del IdQ), su volumen, su velocidad y su densidad en tres puntos distintos a lo largo de su recorrido por la caldera:

1. A la salida de la cámara de combustión-entrada al primer paso por tubos.
2. A la salida del primer paso por tubos-entrada al segundo paso por tubos.
3. A la salida del segundo paso por tubos-entrada a la chimenea.

En el estudio de la combustión y del IdQ podríamos haberse tratado a los GC como aire, al fin y al cabo, se componen en mayor porcentaje por el nitrógeno y el oxígeno que no reacciona. Sabemos que el combustible es el que aporta la energía y el comburente la masa. Sin embargo, ya que se ha apoyado en el software EES para la implementación de las ecuaciones de estudio, tal y como se puede ver en el anexo 8.4. Se va a sacar el máximo rendimiento posible del programa aprovechando una de sus mejores funciones, la amplia biblioteca de propiedades termodinámicas y de transporte de más de 100 sustancias, entre los que aparecen los principales gases que componen los GC.

Puede calcularse el volumen y la densidad con el programa informático a partir de la presión de trabajo y de la temperatura a la que se encuentran los GC en cada uno de los puntos anteriores y que ya se han calculado en los apartados precedentes 4.2 y 4.3. Para el cálculo de la velocidad se aplicará la ecuación del caudal de teoría de fluidos, ya que se conoce dicho dato y las secciones por las que fluyen los GC.

$$Q = A \cdot v$$

Ec. 4.20

Los resultados aparecen a continuación, en la tabla:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$T_1$ (°C)	961.7	808.9	788.1
$V_1$ (m <sup>3</sup> )	488.2	348.2	329.5
$vel_1$ (m/s)	1.863	1.329	1.257
$\rho_1$ (Kg/m <sup>3</sup> )	2.272	2.605	2.662
$T_2$ (°C)	528.7	393.5	374.4
$V_2$ (m <sup>3</sup> )	317	214.4	200.9
$vel_2$ (m/s)	1.21	0.8178	0.7664
$\rho_2$ (Kg/m <sup>3</sup> )	3.499	4.23	4.365
$T_3$ (°C)	258.8	192.8	184.8
$V_3$ (m <sup>3</sup> )	209.7	149	141.3
$vel_3$ (m/s)	0.6948	0.4938	0.4681
$\rho_3$ (Kg/m <sup>3</sup> )	5.285	6.074	6.196

Tabla 12: Evolución de varias propiedades de los GC a lo largo de su recorrido por la caldera.

El volumen de los GC va disminuyendo en su recorrido por la caldera, lo que es lógico porque es función de la temperatura, de forma proporcional. Y ésta va disminuyendo por la cesión de calor de éstos al fluido de trabajo (agua). También disminuye la velocidad porque es dependiente de la sección que recorren los GC, y ésta no cambia y del volumen de los mismos también proporcionalmente.

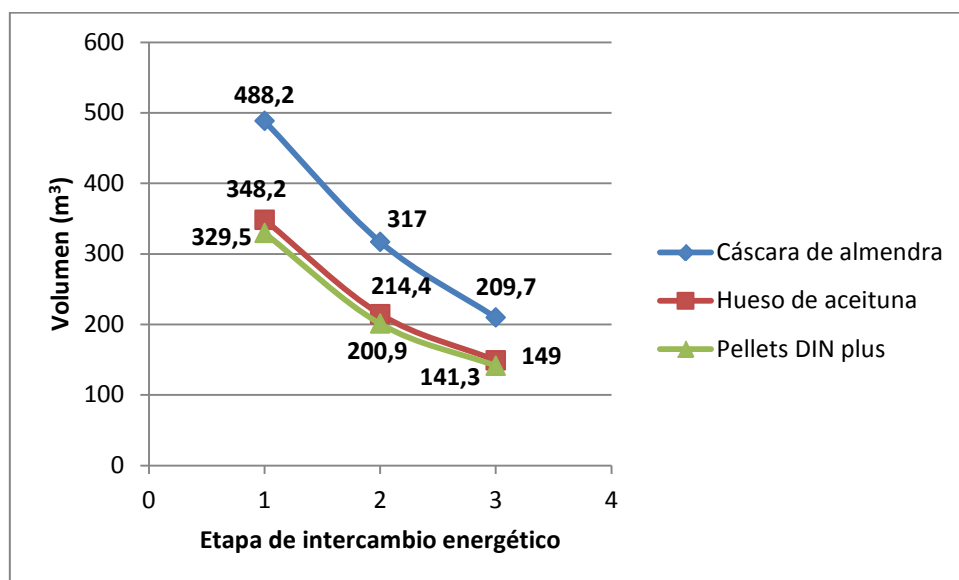


Figura 14: Gráfico de la variación del volumen de los GC con la temperatura.

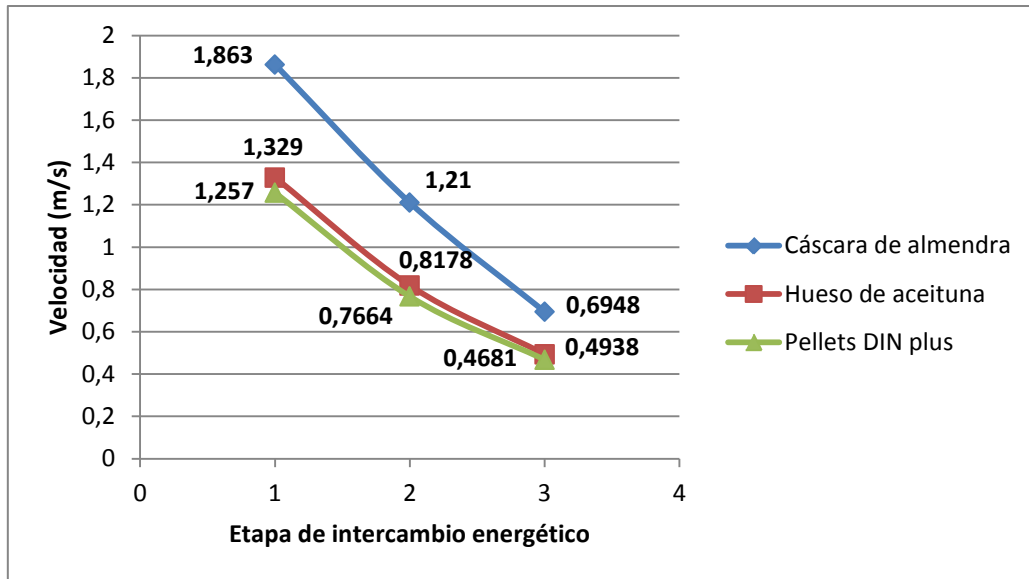


Figura 15: Gráfico de la variación de la velocidad de los GC con la temperatura.

Lo contrario ocurre con la densidad, ya que al disminuir el volumen de los GC y no variar su masa la densidad aumenta; es decir, es función inversamente proporcional al volumen y por consiguiente también a la temperatura.

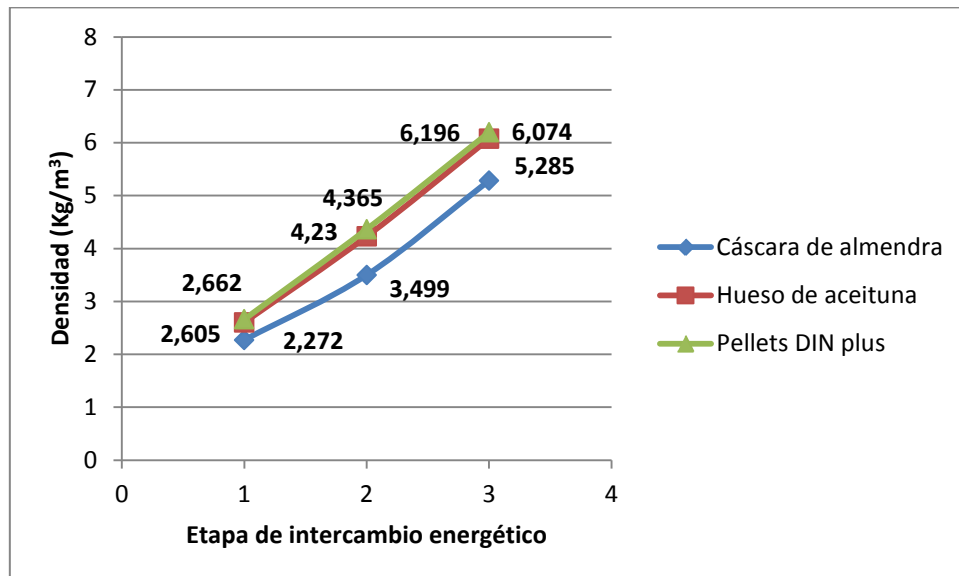


Figura 16: Gráfico de la variación de la densidad de los GC con la temperatura.

Dando respuesta a la cuestión propuesta antes sobre si es necesario incluir un ventilador para producir el tiro forzado de los GC a través de los tubos del IdQ se aclara que no es necesario. Según lo que el gerente de la empresa ha comentado sobre el comportamiento de otros aparatos del mismo modelo, que ya han sido implantadas en industrias o particulares, los resultados son aproximados a los que en ellos se han obtenido y su rendimiento y su funcionamiento son adecuados. Por tanto, los valores de velocidad y densidad de los GC están dentro del rango de la normalidad.

#### 4.5.- Estudio de la evolución del fluido de trabajo

La finalidad del objeto del proyecto es la aportación energética necesaria al fluido de trabajo para que alcance, desde una temperatura de entrada de 60°C aproximadamente, una temperatura de salida de la caldera de 130°C a una presión de 8 bares. Hasta ahora no se ha hablado de él en todo el documento, pero no por ello significa que no se haya estudiado. Tanto en el estudio de la combustión, como del IdQ se han calculado la temperatura que iba adquiriendo en cada una de las etapas de transferencia de energía. Además de su temperatura, es importante conocer la cantidad de fluido de trabajo que es capaz de obtener en las condiciones requeridas. Este dato es igual para los tres combustibles y se calcula con una simple aplicación de la ecuación de transferencia de calor [8]. Aparece implementada junto a todas las ecuaciones que se han necesitado a lo largo del estudio en el anexo 8.4.

$$P_u = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{sal.} - T_{ent.}) \Rightarrow 500 = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (130 - 60) \quad \text{Ec. 4.21}$$

En la tabla número 13 se pueden comparar los resultados obtenidos para cada uno de los combustibles y en el gráfico que la acompaña se realiza un seguimiento conjunto de la temperatura de los GC (cuyos valores aparecen en las tablas 7 y 12) y la del fluido de trabajo en su recorrido por el aparato.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\dot{m}_{agua}$ (Kg/h)	1.695	1.695	1.695
$T_{entrada} = T_0$ (°C)	60	60	60
$T_1$ (°C)	89.79	105.9	107.9
$T_2$ (°C)	112.5	123.3	124.6
$T_{salida} = T_3$ (°C)	126.6	131.7	132.2

**Tabla 13: Evolución de la temperatura del fluido de trabajo en su recorrido por la caldera.**

Puede comprobarse en las tres gráficas siguientes que el patrón de comportamiento de la evolución de la temperatura de los GC y del fluido de trabajo es el mismo para los tres combustibles. Los GC pierden temperatura en su recorrido por la caldera a costa de que la gane el fluido de trabajo hasta su salida del aparato. Los perfiles de temperatura que pueden verse coinciden con los de intercambiadores de flujos paralelos sin cambio de fase de ninguno de los fluidos que en él intervienen.

Con el combustible de CA la diferencia entre las temperaturas de salida de los GC y del fluido de trabajo es la más grande, mientras que las de los PDP son las más pequeñas. Lo mismo ocurre con la temperatura de entrada al IdQ, la segunda de las temperaturas que muestran los gráficos. Este hecho nos indica que el aprovechamiento energético del combustible de CA es mucho más pobre que el de los dos restantes ya que precisamente por tener un salto térmico mayor a la entrada del IdQ debería de poder elevar la temperatura del fluido de trabajo hasta una temperatura de salida más elevada y saliendo los GC a menor temperatura de lo que lo hacen y sin embargo ocurre todo lo contrario. Tanto el HA como el PDP con menor salto térmico en el IdQ aumentan la temperatura del fluido de trabajo a mayores cotas.

El primer valor de temperatura de los GC de los distintos combustibles es la temperatura que poseen en el interior del TC. En este caso el mayor valor corresponde al PDP y es este material el que mayor cesión de energía produce en esa parte de la caldera. Seguido del HA y por último la CA. En esta ocasión el fenómeno es completamente lógico, no como lo explicado en el párrafo anterior.

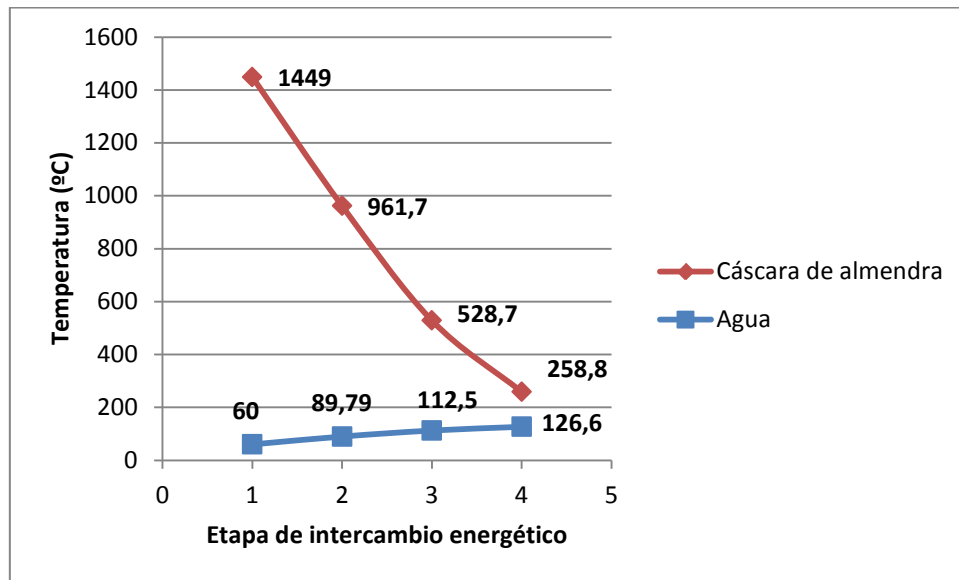


Figura 17: Evolución de la temperatura de los GC y el fluido de trabajo con la cáscara de almendra.

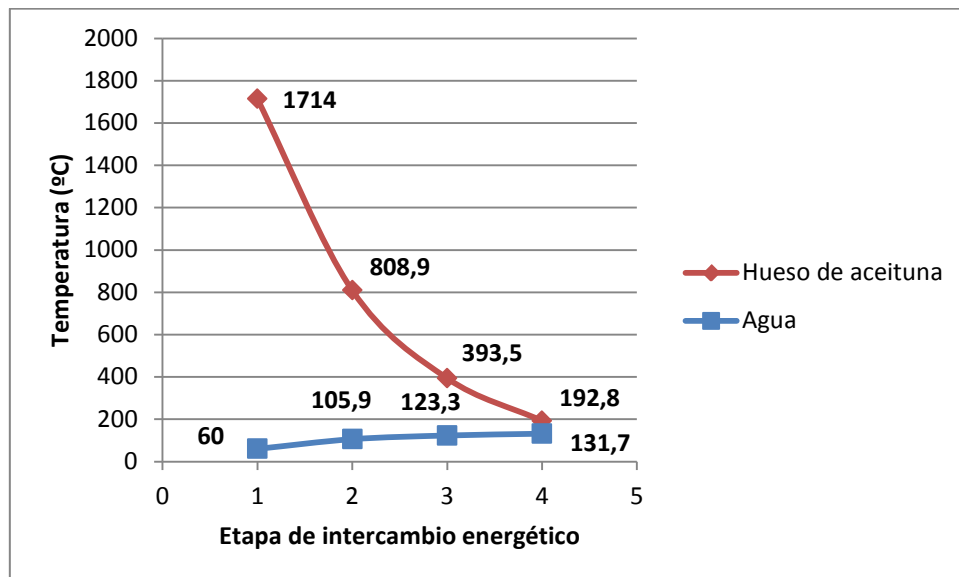


Figura 18: Evolución de la temperatura de los GC y el fluido de trabajo con el hueso de aceituna.



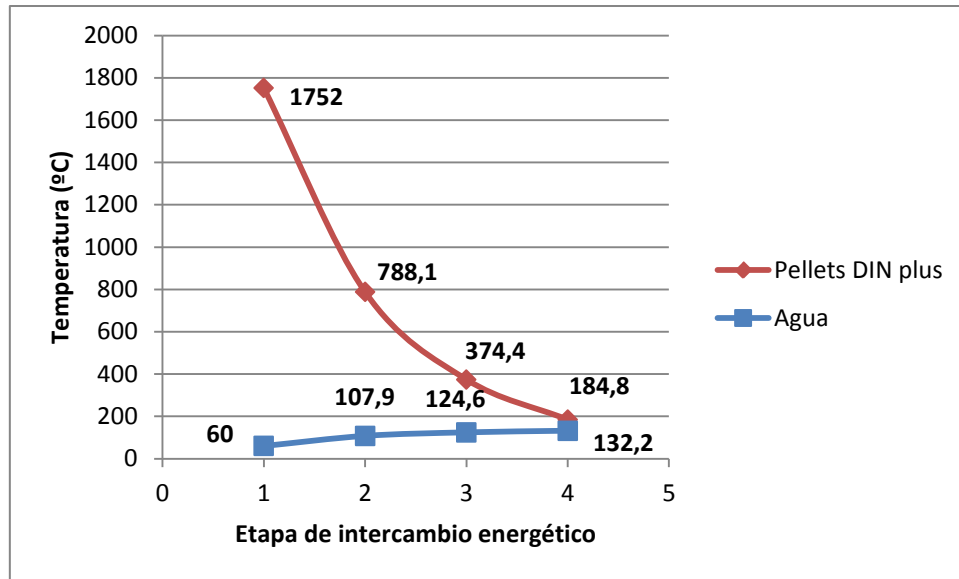


Figura 19: Evolución de la temperatura de los GC y el fluido de trabajo con el Pellets DIN plus.

#### 4.6.- Comparación entre la caldera limpia y la caldera sucia.

Hasta ahora se ha realizado el estudio de la caldera considerando que estaba completamente limpia. Sin embargo, la realidad no es tal, y debido al proceso de combustión, intercambio de calor, generación de GC se generan una serie de residuos, como pueden ser ceniza, partículas, o volátiles que van ensuciando la caldera. Todos estos elementos poco a poco se van depositando en la superficie de las paredes de todos los elementos del aparato. Es importante comparar lo que ocurre en el IdQ en una u otra circunstancia porque, como ya se mencionó en el apartado del estudio de la evolución de los GC, los tubos del IdQ son muy estrechos y una pequeña deposición de residuos en su superficie, tanto externa como interna como es este caso, podría provocar que se emboque el elemento o sin llegar a esos límites, si evitar, de forma grave, la transferencia de energía que debe producirse.

Para simular teóricamente este fenómeno real lo que se hace es incluir en el cálculo del coeficiente global de intercambio de calor (UA), calculado para determinar el parámetro NTU, la eficiencia de cada uno de los pasos por tubos del intercambiador y finalmente la energía intercambiada en ellos, incluir un nuevo término que representa a la resistencia térmica de ensuciamiento ( $R'_e$ ).

En la parte exterior no hace falta, ya que es más empleada cuando los tubos poseen aletas y son los GC los que van por la parte de fuera del intercambiador, porque el fluido está sucio. Pero al no tener aletas los tubos y además ser el agua el flujo que circula por la carcasa se puede prescindir de esta resistencia porque su valor será mínimo o incluso nulo, como se asume aquí.

$$R_{e; ext} = 0 \quad \text{Ec. 4.22}$$

Pero si es conveniente incluir la resistencia térmica de ensuciamiento interna, ya que circulan los GC por el interior de los tubos del intercambiador y al ser un espacio tan pequeño las deposiciones de cenizas y partículas pronto embozan los tubos reduciendo el rendimiento del intercambiador y en consecuencia el de la caldera entera. El valor (por unidad de área) se obtiene de la tabla que sucede [8].

Gases y vapores	
Vapor de agua (sin arrastre de aceite)	$10^{-4}$
Vapor de agua (con arrastre de aceite)	$3 \times 10^{-4} - 4 \times 10^{-4}$
Aire	$2 \times 10^{-4}$
Amoniaco	$2 \times 10^{-4}$
Gas natural	$2 \times 10^{-4} - 4 \times 10^{-4}$
Gases de combustión	$4 \times 10^{-4}$
Vapores de refrigerantes (arrastrando aceite)	$4 \times 10^{-4}$
Fluidos orgánicos para intercambio de calor	$2 \times 10^{-4}$

Figura 20: Valores recomendados para la resistencia por ensuciamiento en el diseño de intercambiadores de calor [8].

Para obtener la resistencia total únicamente se divide entre las distintas áreas de ensuciamiento, en este caso las interiores de los dos pasos por tubos:

$$R_{e,int} = \frac{R'_e}{A_{ensuciamiento}} \quad \text{Ec. 4.23}$$

En la tabla que se sucede se comparan los parámetros necesarios para la aplicación del método antes nombrado, en ambas situaciones, considerando una caldera completamente limpia y una caldera sucia por la acción de los GC a su paso por los tubos del IdQ.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$R'_{e;2^a \text{ etapa}}$	0.001094	0.001094	0.001094
$\varepsilon_{2^a \text{ etapa}}$	0.4966	0.5909	0.6082
$\varepsilon_{2^a \text{ etapa sucio}}$	0.4146	0.4988	0.5146
$NTU_{2^a \text{ etapa}}$	0.6995	0.9122	0.9564
$NTU_{2^a \text{ etapa sucio}}$	0.5433	0.7014	0.734
$UA_{2^a \text{ etapa}}$	262.8	274.7	276.9
$UA_{2^a \text{ etapa sucio}}$	204.1	211.2	212.5
$R'_{e;3^a \text{ etapa}}$	0.0007031	0.0007031	0.0007031
$\varepsilon_{3^a \text{ etapa}}$	0.6483	0.7427	0.7588
$\varepsilon_{3^a \text{ etapa sucio}}$	0.5595	0.6522	0.6688
$NTU_{3^a \text{ etapa}}$	1.078	1.405	1.473
$NTU_{3^a \text{ etapa sucio}}$	0.839	1.083	1.133
$UA_{3^a \text{ etapa}}$	404.8	422.9	426.4
$UA_{3^a \text{ etapa sucio}}$	315.1	326	328

Tabla 14: Comparativa entre los parámetros del estudio del IdQ de una caldera limpia y una caldera sucia.

Tal y como se ve en la tabla de arriba, el parámetro de transferencia global de calor (UA) varía entre las dos situaciones planteadas. Es normal porque el valor de la resistencia térmica de ensuciamiento es un término más a añadir a la ecuación para determinar dicho coeficiente, por lo que el resultado obtenido debe variar.

El coeficiente NTU, del que depende la eficiencia de la caldera y que a su vez es dependiente de UA, también varía al igual que las eficiencias de las etapas del IdQ que se ven modificadas de forma moderada. Ésta situación nos descubre que la dependencia de  $\epsilon$  respecto de NTU es importante.

Al variar la eficiencia en los dos pasos por tubos del IdQ se ven modificados también el resto de magnitudes, es decir, el calor intercambiado en ellos, el calor total, las temperaturas de los GC y del fluido de trabajo. Por ello, a continuación se muestran el resto de datos en otra tabla y en unos gráficos de barras, para poder apreciar con mayor comodidad dichas diferencias.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\dot{q}_{2^{a}etapa\ sucio}$	135.8	105.6	101.3
$\dot{q}_{2^{a}etapa}$	162.6	125.1	119.8
$\dot{q}_{3^{a}etapa\ sucio}$	103.3	66.31	61.2
$\dot{q}_{3^{a}etapa}$	101.4	60.42	54.9
$\dot{Q}_{total\ sucio}$	452.7	502.3	507.4
$\dot{Q}_{total}$	477.6	515.9	519.5
$T_{salida\ sucio} = T_{3\ sucio}$	123.1	129.8	130.5
$T_{salida} = T_3$	126.6	131.7	132.2
$T_{3;GC\ sucio}$	325.2	238	226.7
$T_{3;GC}$	258.8	192.8	184.8
$\eta_{real\ sucio}$	0.7967	0.884	0.893
$\eta_{real}$	0.8406	0.9079	0.9144

Tabla 15: Comparativa entre las magnitudes del estudio del IdQ de una caldera limpia y una caldera sucia.

Tal como puede verse tanto en la tabla número 15 como en los gráficos 21-27 el calor total intercambiado en la caldera es menor cuando ésta está sucia que cuando está limpia. Algo lógico. Por consiguiente también la temperatura de salida del fluido de trabajo es menor en la segunda situación que en la primera. Mientras que la de los GC es mayor. También el rendimiento real del aparato es inferior cuando no está limpio que cuando sí lo está, una consecuencia lógica de lo anterior. Y esta última magnitud en caso de utilizar como combustible CA queda muy por debajo del valor especificado en las características de la caldera, no ocurre así sin embargo con los restantes combustibles.

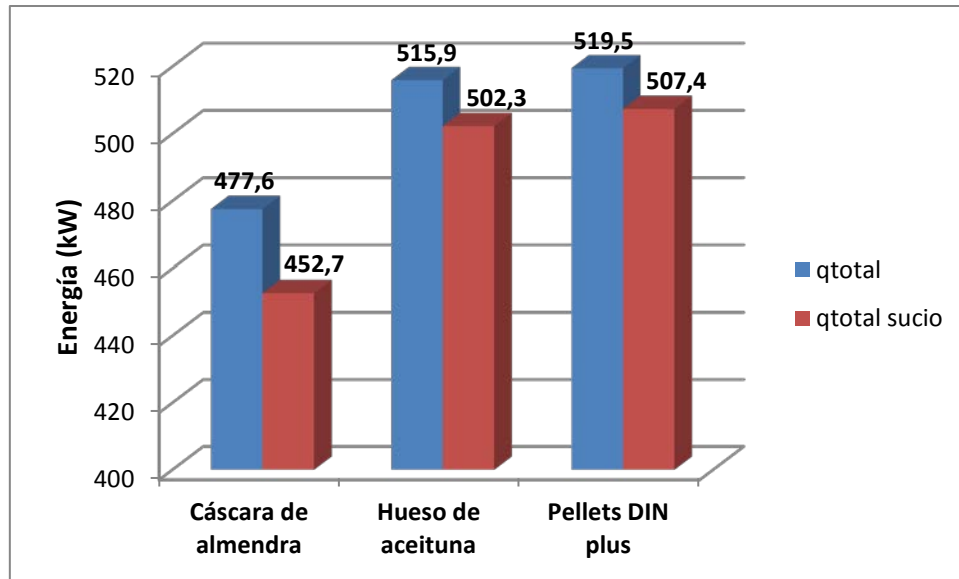


Figura 21: Comparación de la energía total desarrollada en caso de una caldera limpia y una sucia..

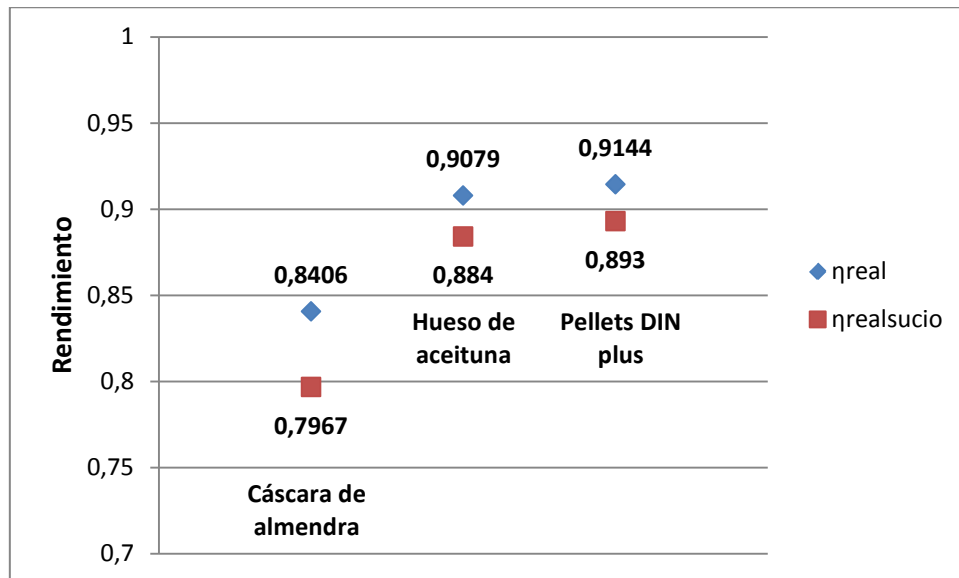


Figura 22: Comparación del rendimiento real en caso de una caldera limpia y una sucia.

Sin embargo, si se fija en la magnitud de la energía intercambiada en el primer paso por tubos del IdQ (2ª etapa) y del segundo (3ª etapa) puede resultar chocante que en esta última etapa sea superior el calor transferido por los GC al fluido de trabajo cuando la caldera esta sucia que cuando esta limpia. Este hecho tiene una explicación lógica. Y es que, debido a la propia suciedad, el intercambio energético en la segunda etapa es menor que cuando esta limpia, pero ésto provoca que la temperatura de los GC a la salida del primer grupo por tubos sea mayor y por tanto la energía que todavía pueden ceder al agua es mayor que antes. Si se fija en las eficiencias de las dos etapas se ve claramente que son menores en la situación de suciedad que en la situación de limpieza, pero por lo explicado antes la energía intercambiada es mayor.

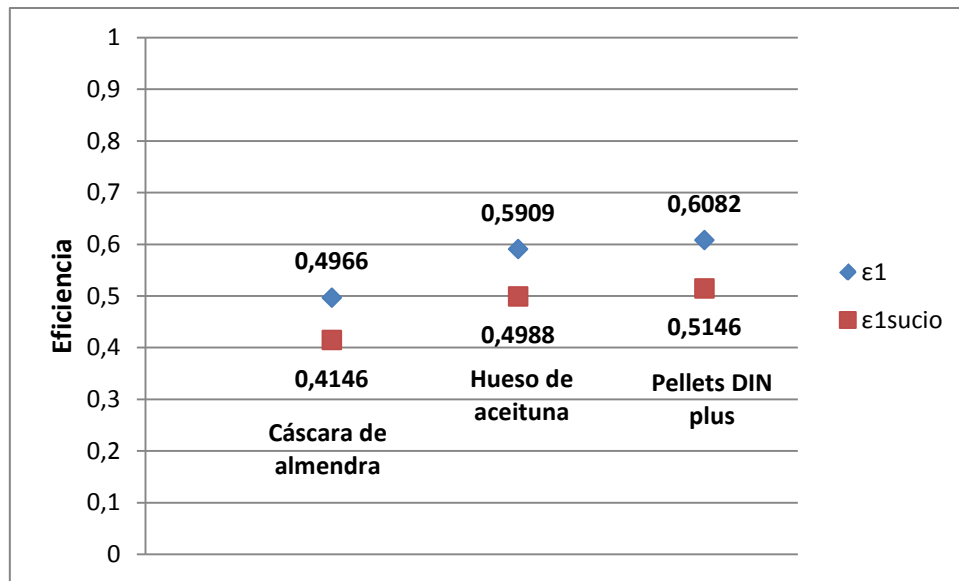


Figura 23: Comparación de la eficiencia de la 2ª etapa de intercambio energético en caso de una caldera limpia y una sucia.

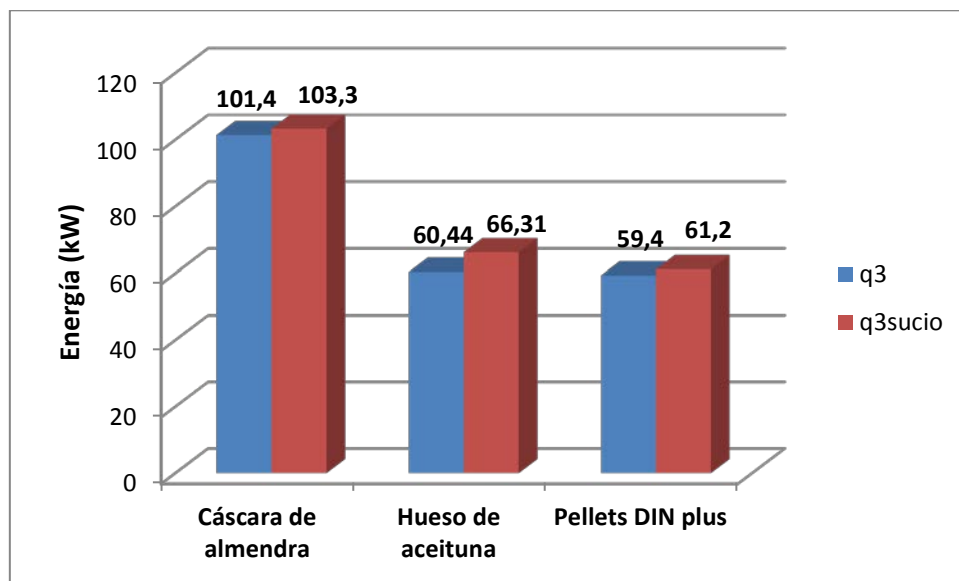


Figura 24: Comparación de la energía intercambiada en la 2ª etapa en caso de una caldera limpia y una sucia.

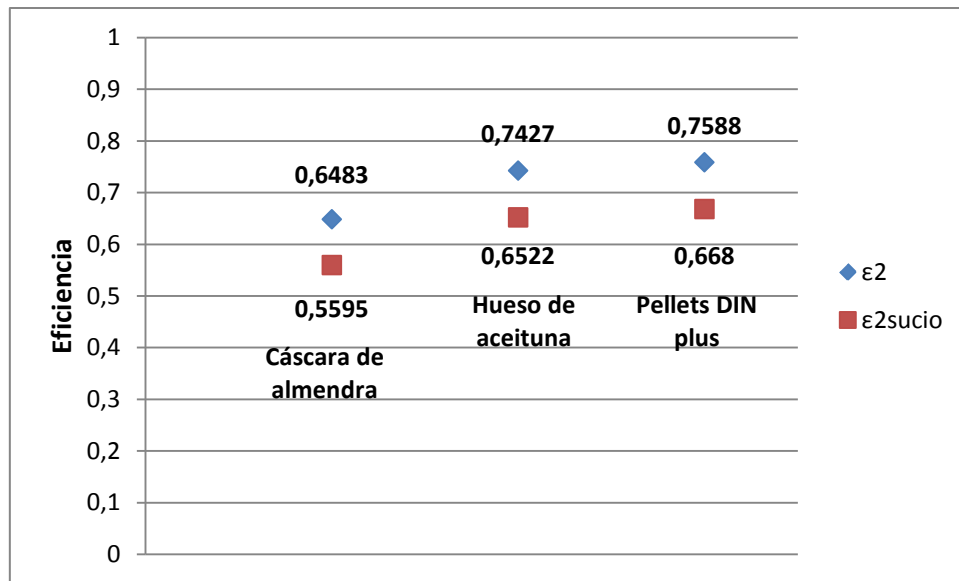


Figura 25: Comparación de la eficiencia de la 3ª etapa de intercambio energético en caso de una caldera limpia y una sucia.

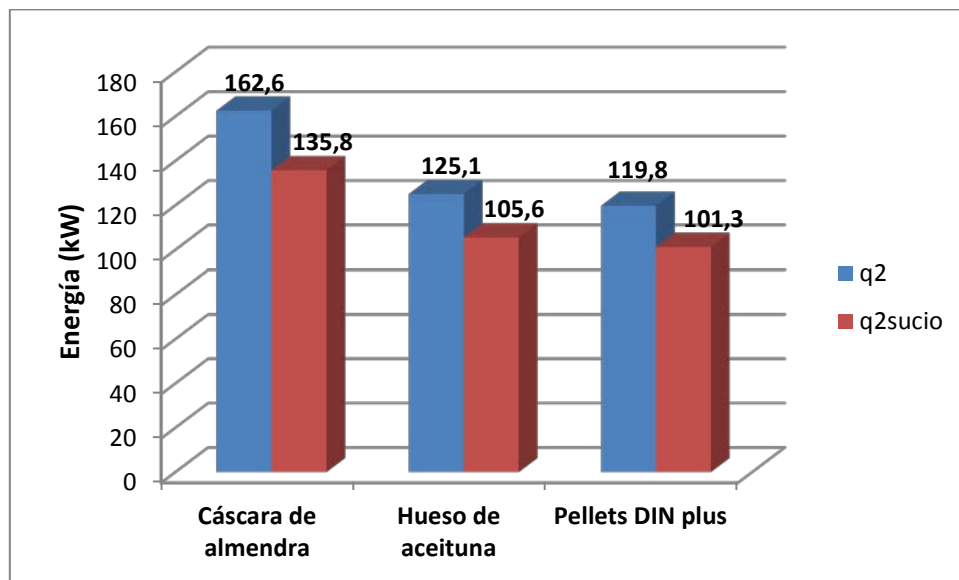


Figura 26: Comparación de la energía intercambiada en la 3ª etapa en caso de una caldera limpia y una sucia.

En el caso de que la caldera este sucia únicamente el combustible de PDP es capaz de aplicar la suficiente energía al fluido de trabajo para producir que alcance la temperatura deseada por la que se desarrolla el aparato. En el caso del HA no se alcanza por una magnitud muy pequeña (medio grado) y la CA ya no era capaz de calentar el agua hasta los 130°C ni siquiera cuando el producto esta limpio.

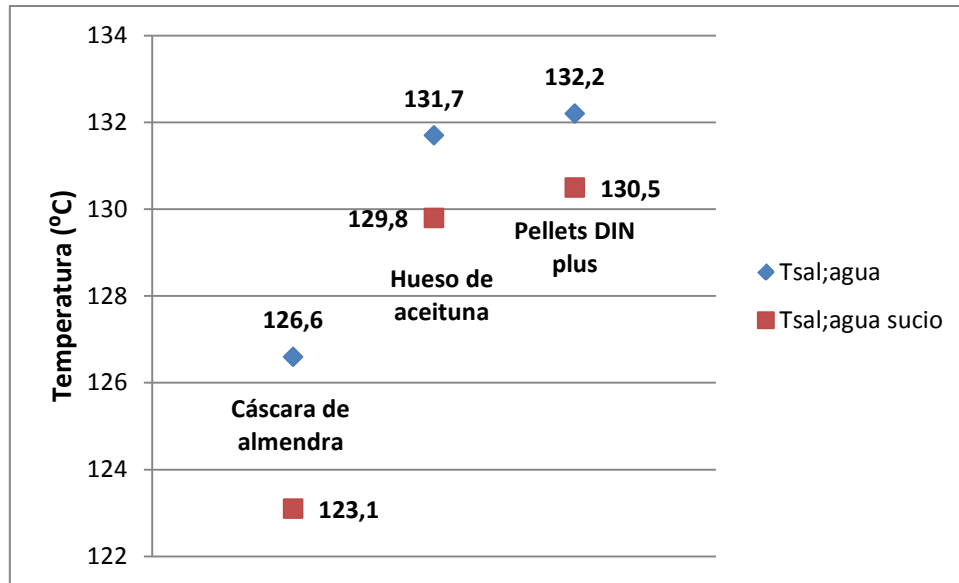


Figura 27: Comparación de la temperatura de salida del fluido de trabajo en caso de una caldera limpia y una sucia.

Finalmente aclarar que la diferencia de energía total desarrollada por la caldera entre ambas situaciones no es muy acusada, este hecho puede ser debido a que no se ha tenido en cuenta la suciedad en la 1ª etapa de intercambio, la que se produce en el TC, la que se lleva a cabo mediante radiación, por el simple hecho de que no es fácil introducir esta variación en el balance de energía empleado para el estudio de la combustión en el elemento. Pero si fuera capaz de introducir esta modificación los resultados diferirían en mayor medida.

#### 4.7.- Estudio de la variación de la potencia y la temperatura de salida del combustible con el área de intercambio en el IdQ y la cantidad de combustible.

Como se ha podido ver en los apartados anteriores, el combustible de CA no alcanzaba la potencia requerida por la caldera para suministrar la energía necesaria al fluido de trabajo para que alcanzase la temperatura de 130°C necesarios para su finalidad. También se ha comentado ya anteriormente que una posible solución sería incrementar el área de intercambio del IdQ, esto podría llevarse a cabo aumentando el número de tubos en cada uno de los dos grupos que forman las dos etapas de intercambio energético del IdQ. En los dos siguientes gráficos se muestra este pequeño estudio, donde puede verse, en primer lugar la variación de potencia de la caldera conforme se colocan más tubos y en el segundo gráfico se muestra lo propio con la temperatura que obtiene el fluido de trabajo.

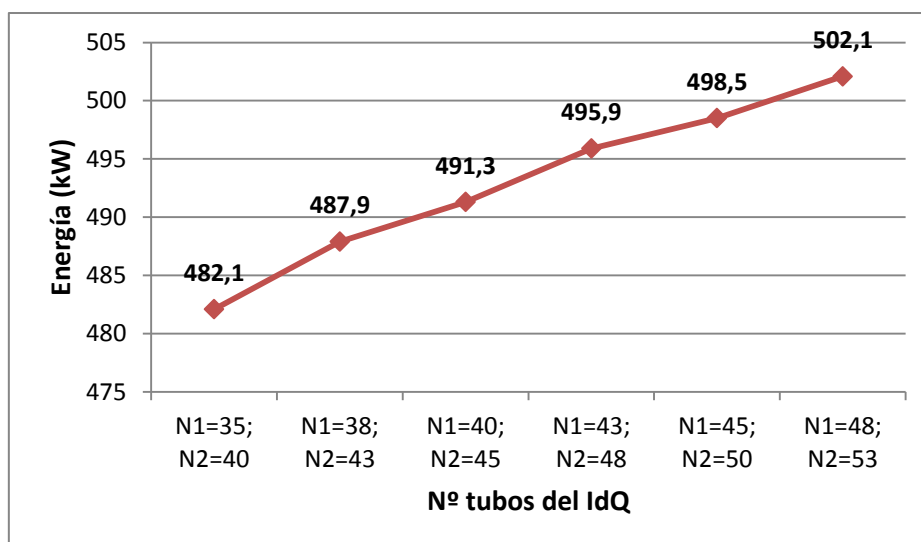


Figura 28: Variación de la potencia de la caldera con el número de tubos del IdQ.

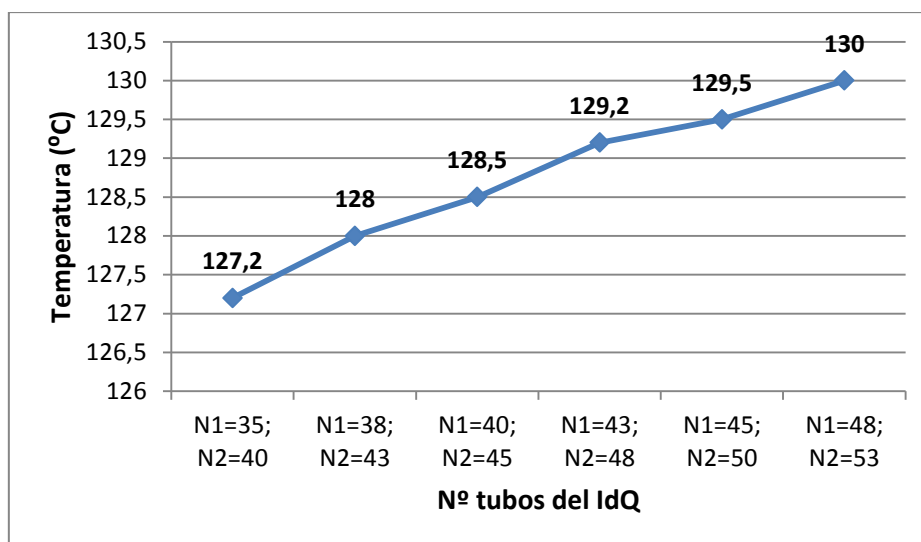


Figura 29: Variación de la temperatura de salida del fluido de trabajo con el número de tubos del IdQ.

Como es lógico es un incremento progresivo conforme se colocan mayor número de tubos. Sin embargo, es una progresión muy lenta, ya que hasta que no se han añadido 15 tubos más en cada una de las etapas no se alcanzan los objetivos de desarrollar 500kW ni de que el agua salga a 130°C. Por lo tanto puede pensarse que esta no es una buena opción, ya que este aumento del número de tubos es muy elevado, lo que provocaría un gran aumento en el volumen de la caldera, junto con los costes de material que ello conlleva, y ésto únicamente por sólo uno de los combustibles, ya que los otros dos alcanzan perfectamente los objetivos para los que se desarrollo el aparato. Por lo que, llegados a este punto, es planteable la posibilidad de otra alternativa, y esa opción es la de aportar mayor cantidad de combustible. Así, que de nuevo se realiza el mismo estudio, pero esta vez modificando esa variable. Los resultados aparecen a continuación en otras dos figuras iguales a las anteriores.



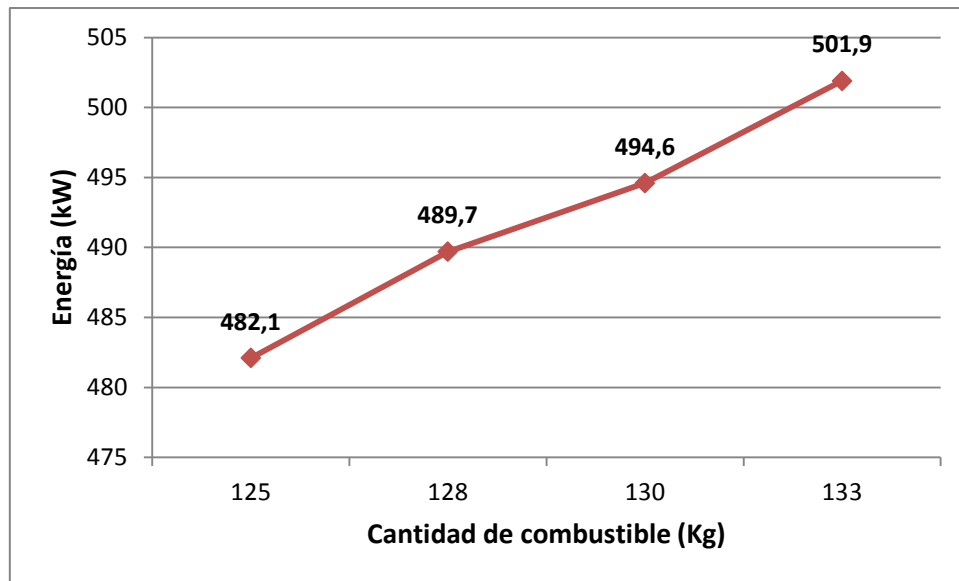


Figura 30: Variación de la potencia de la caldera con la cantidad de combustible.

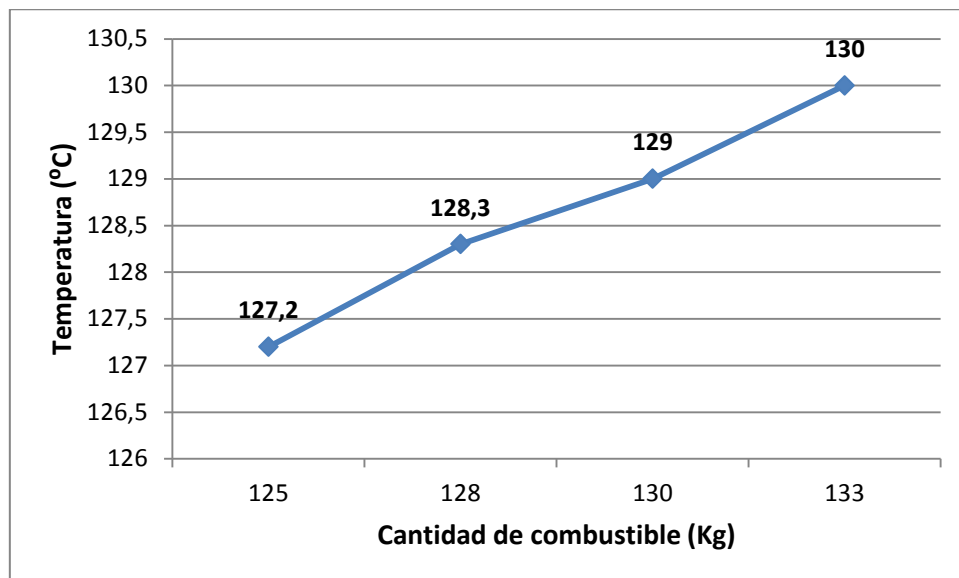


Figura 31: Variación de la temperatura de salida del fluido de trabajo con la cantidad de combustible.

En este caso, aumentando únicamente 10 Kg la cantidad de combustible aportado por hora al producto objeto del proyecto se satisfacen las necesidades por las que se desarrolló. Sin necesidad de modificar de forma alguna la caldera, y ahorrando de esta forma mucho material y dinero a la empresa. Ahora es el cliente sobre el que recae el sobrecoste de introducir más cantidad de combustible de este tipo, aunque si bien es cierto que con el bajo coste de dicho material este coste extraordinario no es muy importante. Sería mucho más costoso para él tener que pagar una caldera de mayores dimensiones en caso de que ésta se modificara con la inclusión de más tubos en el IdQ, como sería la alternativa anterior. E incluso tiene una ultima opción empleando cualquiera de los otros dos combustibles para los que esta diseñado el aparato.

Para concluir este subapartado es oportuno realizar este mismo estudio con los otros dos combustibles, aunque con la diferencia de eliminar tubos y reducir cantidad de los mismos en vez de aumentar ambas magnitudes. Los resultados se pueden ver en los siguientes gráficos.

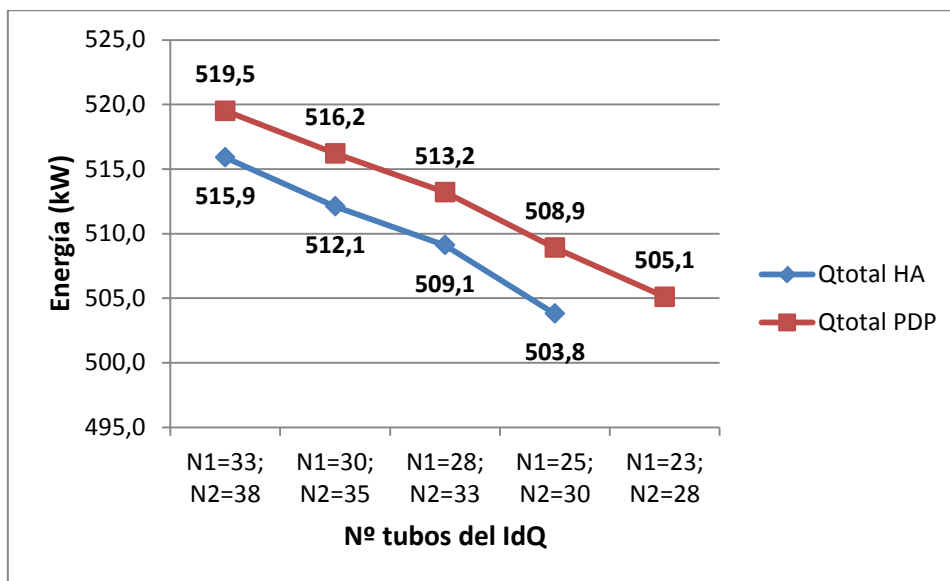


Figura 32: Variación de la potencia de la caldera con el número de tubos del IdQ.

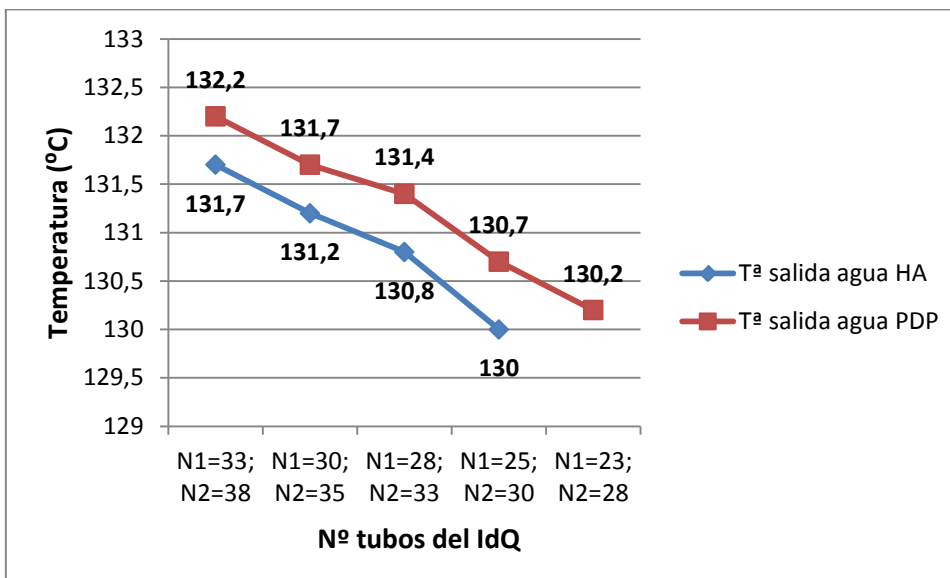


Figura 33: Variación de la temperatura de salida del fluido de trabajo con el número de tubos del IdQ.

Eliminar tubos del IdQ sería una opción perfecta porque provocaría que no se empleara tanto material en la construcción de la caldera con el consiguiente abaratamiento de costes de la misma. Sin embargo, es una desventaja para el combustible de CA, ya que si ni siquiera alcanza las características técnicas requeridas con el número de tubos diseñados en un principio mucho menos lo hará con un menor número de ellos. Por lo tanto esta alternativa queda completamente descartada.

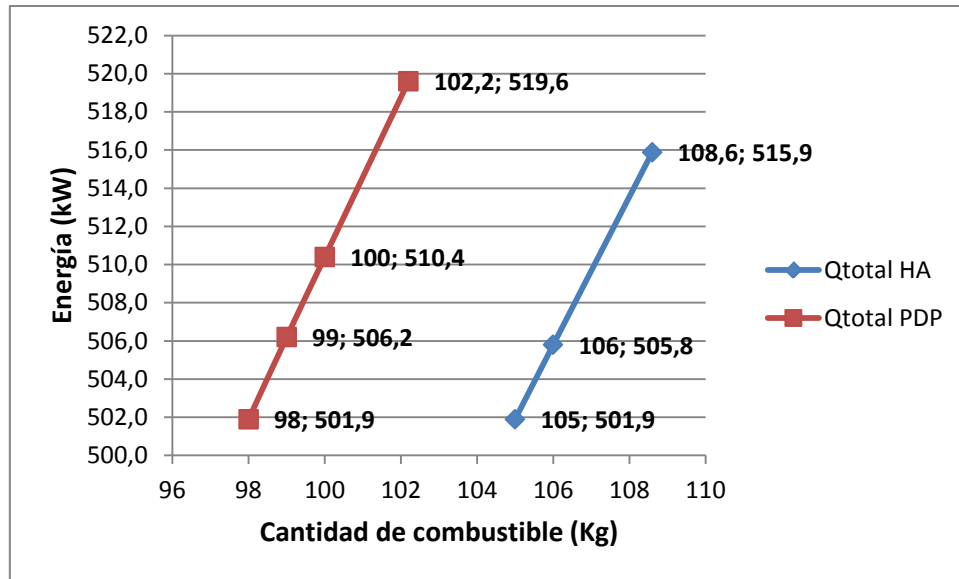


Figura 34: Variación de la potencia de la caldera con la cantidad de combustible.

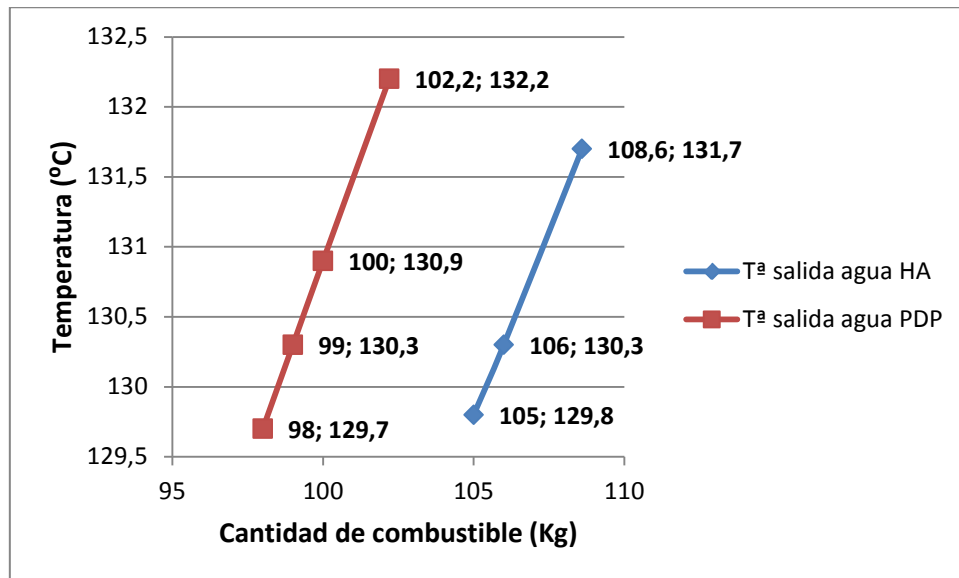


Figura 35: Variación de la temperatura de salida del fluido de trabajo con la cantidad de combustible.

La otra elección es la de aportar menos cantidad de combustible. En este caso si es muy favorable, porque no restringe para nada el comportamiento de la CA pero sí conlleva un menor consumo de los otros dos materiales. Si es cierto que el ahorro por hora es muy pequeño, únicamente 2 Kg para el HA y 3 Kg para el PDP, pero multiplicado por el número de horas de funcionamiento de la caldera ya es una disminución en el consumo y en el coste a tener presente para compararlo con otro tipo de calderas de la misma u otra tecnología.

Como conclusión puede indicarse que el diseño de la caldera es el óptimo para los tres combustibles en conjunto, si bien para uno debemos suministrarle más cantidad, éste se ve compensado por los otros dos combustibles con los que podemos ahorrar, sin ver afectada la estructura, ni el volumen ni ningún parámetro constructivo del producto.

## 5.- Aplicación de la Norma UNE-EN 12953. Calderas Pirotubulares

---

Para llevar a cabo un proyecto debe cumplirse con la normativa vigente que afecte a cualquiera de las partes que componen el producto objeto del proyecto. En concreto, para el producto que aquí se atañe, el de una caldera de biomasa para la generación de agua sobrecalentada, es obligatorio el cumplimiento de la norma UNE-EN 12953 “Calderas pirotubulares”. De las 14 partes en que está dividida dicha norma, la que más compete acatar es la número 3: UNE-EN 12953-3 “Calderas pirotubulares. Parte 3: Diseño y cálculo de las partes a presión”. La caldera trabaja a una presión de 8 bares, por lo tanto los distintos elementos que se vean sometidos a dicha presión deberán estar debidamente diseñados para su correcto funcionamiento. En esta sección del documento se tratan los apartados de la norma que afecten a cualquiera de los elementos de los que se compone la caldera, justificando y realizando los cálculos necesarios de la forma más detallada posible, para su correcta interpretación.

Los objetivos que persigue esta parte de la norma, tal y como reza su punto número uno, “Objeto y campo de aplicación”, literalmente: *“Esta parte de esta norma europea especifica requisitos para el diseño y cálculo de las partes a presión de las calderas pirotubulares definidas en la Norma EN 12953-1.”* Particularmente especifica, con cálculos justificativos, los espesores mínimos que deben tener las partes de la caldera sometidas a presión. Además de indicar como deben llevarse a cabo aberturas para inspección, acceso y limpieza de la caldera o el espacio máximo que debe existir entre los tubos que conforman el IdQ.

Debido a la extensión del documento, aquí se ha optado por justificar los cálculos que son pertinentes para la obtención de los espesores necesarios de las distintas piezas que conforman la caldera, haciendo referencia al capítulo en el que aparecen en el documento original. También se tiene que aclarar que no ha tenido que cumplirse con todos los puntos de la norma por el simple hecho de que algunos hablan de partes o piezas de calderas pirotubulares que este modelo no incluye. Por poner un ejemplo, en la norma aparece un capítulo dedicado a cartelas y la caldera carece de dichos elementos, por lo que no se ha entrado en el cumplimiento de ese punto.

Antes de calcular los espesores deben conocerse varios parámetros relevantes, algunos también se deben calcular y otros son constantes dependientes de las decisiones que se toman en el diseño de la caldera.

## 5.1.- Capítulo 5.6. Determinación de las presiones.

Deben conocerse algunas presiones. La presión máxima admisible ( $P_S$ ) (...) es la presión máxima para la que se diseña la caldera y debe medirse en el punto más alto de la caldera pirotubular(...), ver punto 5.6.1 de la norma. La presión de cálculo ( $p_c$ ) (...) no debe ser menor que la suma de la presión máxima admisible y de la presión de altura hidrostática. Si ésta última es menor al 3% de la presión máxima admisible, el efecto de la presión de altura hidrostática debe ignorarse (...). Ver punto 5.6.2 de la norma. La presión de apertura de válvulas de seguridad, que aparece en el punto 5.6.3 de la norma, (...) no debe superar la presión máxima admisible (véase también la Norma 12953-8) (...). Y por último, la presión de prueba hidrostática ( $P_t$ ), punto 5.6.4, que debe tomar el valor más elevado obtenido entre dos ecuaciones. Aquí únicamente mostramos la aplicada (y ocurrirá lo mismo en los demás puntos donde pueda calcularse una magnitud por diferentes caminos):

$$P_t = 1,25p_d \frac{R_{p0,2\ 20}}{R_{p0,2\ t_c}} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Los valores de  $R_{p0,2\ 20}$ , valor mínimo del límite elástico a 20 °C y  $R_{p0,2\ t_c}$ , el valor mínimo del límite elástico (límite convencional al 0,2%) de la clase de material considerado a la temperatura  $t_c$ , son 234.8 N/mm<sup>2</sup> y 204.4 N/mm<sup>2</sup> respectivamente. Ambos valores obtenidos de la tabla 16 mediante técnicas de extrapolación e interpolación lineales con un espesor del producto inferior a 16 mm [14].

Designación del acero		Esesor del producto <sup>b, c</sup> t	Mínimo límite elástico al 0,2%, R <sup>p0,2</sup> MPa a la temperatura en °C de							
Simbólica	Numérica	mm	50	100	150	200	250	300	350	400
P235GH <sup>d</sup>	1.0345	≤ 16	227	214	198	182	167	153	142	133
		16 < t ≤ 40	218	205	190	174	160	147	136	128
		40 < t ≤ 60	208	196	181	167	153	140	130	122
		60 < t ≤ 100	193	182	169	155	142	130	121	114
		100 < t ≤ 150	179	168	156	143	131	121	112	105
		150 < t ≤ 250	164	155	143	132	121	111	103	97

Tabla 16: Características de variación de fluencia con la temperatura del acero P235GH [14].

Los valores de estas presiones son los siguientes:

	Valor
Presión máxima admisible ( $P_S$ )	8 bar = 0.8 N/mm <sup>2</sup> = 0.8 MPa
Presión de cálculo ( $p_c$ )	8 bares = 0.8 N/mm <sup>2</sup> = 0.8 MPa
Presión de apertura de válvulas de seguridad	8 bar = 0.8 N/mm <sup>2</sup> = 0.8 MPa
Presión hidrostática ( $P_t$ )	1.15 N/mm <sup>2</sup>

Tabla 17: Valores de diferentes presiones.

## 5.2.- Capítulo 5.7. Sobreespesores.

Se necesita saber el valor del sobreespesor para tolerancias de fabricación y el sobreespesor de corrosión, cuya definición aparece en los puntos 5.7.1 y 5.7.2 de la norma respectivamente.

	Valor
Sobreespesor de tolerancias de fabricación ( $c_1$ )	5% del espesor que se haya calculado.
Sobreespesor de corrosión ( $c_2$ )	0,75 mm

Tabla 18: Valores de sobreespesores.

## 5.3.- Capítulo 6. Temperatura de cálculo y presión nominal de diseño.

También tiene que determinarse la temperatura de cálculo de algunos elementos. Tal y como aparece en el apartado 6.1 de la norma: “(...) La temperatura de cálculo  $t_c$  debe ser la temperatura media del metal y debe determinarse como se especifica en los puntos a) hasta e) (...)”. Seguidamente mostramos las ecuaciones empleadas en cada uno de los puntos y el valor obtenido.

- a) (...) Para carcasas, tambores y otros componentes no sujetos a transferencia de calor, la temperatura de cálculo no debe ser menor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión máxima admisible, o que la temperatura máxima admisible (...).
- b) (...) Para tubos de humo, la temperatura de cálculo debe determinarse de acuerdo con las siguientes ecuaciones:(...)

$$t_c = t_s + 25 \quad \text{Ec. 5.2}$$

La variable  $t_s$  se refiere a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de diseño, en °C. Su valor obtenido de las tablas de propiedades del agua saturada (líquido-vapor): Tabla de presiones, del libro Fundamentos de Termodinámica Técnica de M.J. Moran y H.N. Shapiro [11]. Es: 170.4 °C para la presión de 0.8 bar.

- c) (...) Para zonas de placa sujetas a transferencia de calor, pero sin contacto con la llama, o para zonas de intersecciones de tubos en las que la temperatura del gas de entrada no sea superior a 800°C, la temperatura de cálculo debe determinarse de acuerdo con las siguientes ecuaciones:(...)

$$t_c = t_s + 50 \quad \text{Ec. 5.3}$$

La variable  $t_s$  toma el mismo valor antes mencionado.

- d) (...) Para tubos de combustión, la temperatura de cálculo debe determinarse mediante las siguientes ecuaciones:(...)

$$t_c = t_s + 4e + 15 \quad \text{Ec. 5.5}$$

De nuevo aparece la variable  $t_s=170.4^{\circ}\text{C}$ , como en los apartados anteriores b) y c). Y la variable espesor de la pared,  $e=8\text{ mm}$ . Valor tomado de los planos realizados de la caldera, y por tanto elección nuestra.

Los resultados pueden verse en esta tabla:

	Valor
Temperatura apartado a)	170.4 °C
Temperatura apartado b)	195.4 °C
Temperatura apartado c)	220.4 °C
Temperatura apartado d)	217.4 °C

**Tabla 19: Valores de las temperaturas de cálculo de los diversos elementos que componen la caldera.**

La tensión nominal de diseño. (...) *Salvo que se especifique lo contrario en esta parte de esta norma europea, la tensión nominal de diseño,  $f$ , debe ser al más bajo de los valores obtenidos de las relaciones siguientes:(...)*

$$f = \min. \left\{ \frac{R_{p0,2 t_c}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \quad \text{Ec. 5.6}$$

$R_{p0,2 t_c}$  y  $R_m$  son respectivamente el valor mínimo del límite elástico (límite convencional al 0,2%) de la clase de material considerado a la temperatura  $t_c$  con valor 175.88 N/mm<sup>2</sup> (obtenido de la tabla número 16) y la resistencia mínima a tracción para la clase de material considerada a la temperatura ambiente cuyo valor es 360 N/mm<sup>2</sup>. Extraído de la tabla siguiente, número 20.

Designación del acero		Espesor del producto $t$ mm	Características de tracción a temperatura ambiente		
			Límite elástico $R_{eH}$ MPa mín	Resistencia a la tracción $R_m$ MPa	Alargamiento después de la rotura $A$ % mín
Simbólica	Numérica				
P235GH	1.0345	$\leq 16$	235	360 a 480	24
		$16 < t \leq 40$	225		
		$40 < t \leq 60$	215		
		$60 < t \leq 100$	200		
		$100 < t \leq 150$	185	350 a 480	
		$150 < t \leq 250$	170	340 a 480	

**Tabla 20: Características mecánicas del acero P235GH [14].**

Por consiguiente, los cálculos quedan:

$$f = \min. \left\{ \frac{175.88}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right\} = \min. \{117.2533333; 150\} = 117.253333 \text{ N/mm}^2 \quad \text{Ec. 5.7}$$

La tensión nominal de diseño será útil para futuros cálculos de espesores y otras dimensiones de elementos de la caldera. Es la tensión mínima que deben soportar las partes que conforman la caldera para asegurar el buen funcionamiento y la seguridad del producto.

Ahora, ya se está dispuesto para determinar el espesor de las partes o piezas de la caldera que necesitamos. Igual que para el caso de la temperatura de cálculo, para cada elemento se calcula su espesor de forma diferente. Por lo que se indicará el elemento al que se refiere, el apartado de la norma en el que aparece la justificación, las ecuaciones necesarias para conocer su espesor y el valor de éste.

## 5.4.- Capítulo 7. Carcasas cilíndricas sometidas a presión interior.

(...)El espesor de pared requerido para una carcasa cilíndrica, sin sobreespesores  $e_{cs}$ , debe determinarse a partir de una de las dos ecuaciones siguientes:(...)

$$e_{sa} = e_{cs} + c_1 + c_2 \quad \text{Ec. 5.8}$$

$$e_{cs} = \frac{p_c d_{os}}{(2f_s - p_c)^v + 2p_c} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Los parámetros que aparecen en estas dos ecuaciones son: la presión de cálculo  $p_c$ , anteriormente especificada, el diámetro exterior ( $d_{os}$ ) del cuerpo principal (carcasa cilíndrica o esférica o fondo abombado) sin sobreespesores, con valores de 1234 mm respectivamente,  $v$  que es el coeficiente de soldadura, se ha tomado el valor de 1 por la elección de los END que se realizarán a la caldera, el parámetro  $f_s=f=117.25 \text{ N/mm}^2$ , la tensión normal de diseño,  $c_1=5\% e_{cs}$  y  $c_2=0.75 \text{ mm}$

	Valor
$e_{cs}$	4.2 mm
$c_1$	0.2 mm
$e_{sa}$	5.2 mm

Tabla 21: Valor del espesor de la carcasa cilíndrica sometida a presión interior.

## 5.5.- Capítulo 10. Placas planas con tubos y rigidizadores.

(...)Una caldera piro-tubular incluye elementos en su construcción (por ejemplo, tubo de combustión, uniones de tubos) que funcionan a temperaturas diferentes unas de otras, y de la temperatura de la carcasa y, por este motivo, aparecerán dilataciones diferentes. (...)

(...)Los tirantes deben tener holguras alrededor de las conexiones del tubo de combustión y de las uniones de tubos (véase la figura 10.1-1) y dividir en partes iguales las zonas sin tirantes. Las holguras entre el tubo de combustión y las uniones de tubos deben ser como mínimo de 50 mm o el 5% del diámetro de la carcasa exterior, la que sea mayor, pero no necesitan ser mayores de 100 mm. (...)



(...)La holgura entre el tubo de combustión y la carcasa deben estar de acuerdo con las tablas 10.1-1 y 10.1-2, respectivamente, pero no deben ser menores de 50 mm o, para tubos de combustión con ondas de flexibilidad, de 75 mm. (...)

La caldera de este proyecto ha sido diseñada con un espesor de la placa de fondo inferior a 25 mm, por lo tanto, la holgura entre el tubo de combustión y la carcasa debe estar conforme la tabla 10.1-1 de la norma, aquí equivale a la tabla número 22.

Diseño	Longitud entre fondos de la caldera $L_b$ m	Holgura	
		Porcentaje nominal del diámetro exterior %	Máximo mm
Fondos planos insertados	$L_b \leq 5,5$	5	100
	$5,5 < L_b \leq 6$	5,5	110
	$6 < L_b \leq 6,5$	6	120
	$6,5 < L_b \leq 7$	6,5	130
Fondos embreados	Cualquier longitud	5	100

Tabla 22: Holgura entre tubo de combustión y carcasa cuando el espesor de la placa de fondo es de 25 mm o menor. (Tabla 10.1.1 en el documento original)

A continuación se realizará el cálculo, pero antes debe añadirse que: los fondos son planos insertados, el tubo es liso, con lo que la holgura mínima no debe ser inferior de 50 mm. No es una caldera con inversión de llama. Aclarado esto, la holgura entre cámara de combustión y carcasa se indica en la tabla siguiente:

	Valor
$L_b$	$2.246 \text{ m} < 5.5 \text{ m}$
$d_o$	$1150 \text{ mm}$
Holgura	$5\%d_o = 57.5 \text{ mm}$

Tabla 23: Holgura obtenida entre cámara de combustión y carcasa.

## 5.6.- Capítulo 12. Tubos y placas tubulares sin agujeros.

(...)El espesor de tubos rectos de diámetro exterior nominal  $\leq 170 \text{ mm}$ , sometidos a presión exterior, debe obtenerse de la ecuación (12.1-2) o de la tabla 12.1-1, la que de un valor mayor. (...)

$$e = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad \text{Ec. 5.10}$$

$$e_{ct} = \frac{pd_o}{1,6f} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Diámetro exterior nominal	Espesor nominal mínimo
$d_o \leq 26,9$	1,90
$26,9 < d_o \leq 54,0$	2,20
$54,0 < d_o \leq 76,1$	2,50
$76,1 < d_o \leq 88,9$	2,80
$88,9 < d_o \leq 114,3$	3,15
$114,3 < d_o \leq 139,7$	3,50
$139,7 < d_o \leq 168,3$	3,99

Tabla 24: Espesor nominal mínimo de tubos

Los tubos a los que se refiere este capítulo de la norma, son los tubos del IdQ. En el cálculo del espesor mediante la ecuación 5.10 y 5.11 se debe tener presente los parámetros que intervienen en las mismas.  $p$ , debido a la falta de información acerca de este parámetro se ha supuesto que es igual a la presión de cálculo,  $p_c=0.8 \text{ N/mm}^2$ ,  $d_o$ , es el diámetro exterior, en este caso de los tubos del intercambiador de valor 60.3 mm.  $f$ , la tensión nominal previamente obtenida con un de valor 117.253333 mm. Y finalmente los parámetros del sobreespesor por tolerancia ( $c_1=5\% e_{ct}$ ) y por corrosión ( $c_2=0.75 \text{ mm}$ ). Al aplicar dichas ecuaciones los resultados son los siguientes:

	Valor
$e_{ct}$	0.25 mm
$c_1$	0.01 mm
$e$	1 mm

Tabla 25: Espesor de los tubos y placas tubulares sin agujeros según las ecuaciones.

Tomando los valores de acuerdo con la tabla 24 (12.1-1 en el documento original) los valores son diferentes:

	Valor
$d_o$	60.3 mm
$e$	2.5 mm

Tabla 26: Espesor de los tubos y placas tubulares sin agujeros de acuerdo a la tabla 16.

Siguiendo las instrucciones dadas en la norma debe tenerse un espesor de al menos 2.5 mm, o el mayor de los dos valores antes calculados. Aunque como en todos los apartados estos son valores mínimos que deben cumplirse, si se decide dar otros valores mayores no se contradice ninguna norma.

Los tubos de la caldera del proyecto son soldados y la temperatura de entrada de los GC es igual o inferior a los 800°C. Entonces, fijándose en la instrucción b)2) se obtendrá que el espacio mínimo entre los agujeros de los tubos es, con  $d=53 \text{ mm}$ , el diámetro del agujero del tubo:

	Valor
$0.125d + 7$	14.5 mm

Tabla 27: Espacio mínimo entre los agujeros de los tubos.

## 5.7.- Capítulo 13. Tubos de combustión, componentes y cámaras de inversión de forma cilíndrica sometidas a presión exterior

(...)Debe usarse el mayor de los espesores obtenidos, pero el espesor de tubos de combustión lisos con diámetros menores o iguales a 400 mm no debe ser menor de 6 mm, y para diámetros mayores de 400 mm, no debe ser menor que 7 mm. Los tubos de combustión con ondas de flexibilidad deben tener un espesor mínimo mayor o igual a 10 mm. En ningún caso, el espesor debe superar 22 mm. (...)

$$e_{cf} = \frac{B}{2} \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{0,12d_m u}{(1 + 5 d_m/L)B}} \right] \quad \text{Ec. 5.12}$$

donde

$$B = \frac{p_c d_m S_1}{2R_{p0,2 t_c} (1 + 0,1 d_m/L)} \quad \text{Ec. 5.13}$$

$$e_{cf} = d_m^{0,6} [(LS_2 p_c)/(2,6E)]^{0,4} \quad \text{Ec. 5.14}$$

$$e_{fa} = e_{cf} + c_1 + c_2 \quad \text{Ec. 5.15}$$

Algunas de las variables necesarias que aparecen en las ecuaciones 5.12 a 5.15 ya se han tratado en muchos de los puntos anteriores, otras son completamente nuevas. De todas formas, se aclarará de nuevo el significado de todas ellas por si queda alguna duda de qué representan.

$R_{p0,2 t_c}$  es el valor mínimo del límite elástico (límite convencional al 0.2%) de la clase de material considerado a la temperatura  $t_c$ , cuyo valor es 176.78 N/mm<sup>2</sup>.

$S_1$  es el coeficiente de seguridad. Para este caso toma el valor de 2.5, conforme se explica en el segundo párrafo del apartado anterior.

$e_{cf}$ , espesor de pared requerido de la cámara de combustión sin sobreespesores.  $d_m$  corresponde con el diámetro medio. Entendemos con ello que será el diámetro medio del tubo de combustión, que es el elemento que estamos tratando. Su valor es 988 mm.

La longitud de la cámara de combustión ( $L$ ) también es un parámetro a tener en cuenta. Algo curioso, si se piensa que en los apartados anteriores donde se ha necesitado calcular espesores nunca aparecía la longitud del elemento para dicho cálculo.  $L=2178$  mm.

El parámetro  $u$ , representa la ovalización y según se indica en la norma, el valor que debe otorgarse es de 1.5%.

$E$  es el módulo de Young o módulo elástico del material de construcción del tubo de combustión. El material empleado para la fabricación de esta caldera es el acero P235GH. Por falta de la información adecuada sobre este acero en concreto, se ha tomado un valor genérico encontrado en la literatura común de 206000 N/mm<sup>2</sup> [19].

El parámetro  $S_2$  que aparece en la ecuación 5.14 también representa un coeficiente de seguridad al igual que lo hacía  $S_1$ , pero en este caso y siguiendo de nuevo las instrucciones del apartado 13.1.3 de la norma su valor es 3.

	Valor
$B$	5.14
$e_{cf}$ (mm)	5.27
$e_{cf}$ (mm)	9.59
$c_1$ (mm)	0.48
$c_2$ (mm)	0.75
$e_{fa}$ (mm)	10.82

**Tabla 28: Espesor mínimo del tubo de combustión y la cámara de inversión.**

Tras haber calculado los espesores de los elementos que conforman la caldera según la norma se va a mostrar una tabla resumen en la que aparecen los resultados obtenidos junto con los espesores finalmente seleccionados, ya que, los espesores de las planchas metálicas de las que se obtienen las piezas están normalizados, no están hechas a medida. Eso encarecería el producto innecesariamente.

	Espesor calculado (mm)	Espesor seleccionado (mm)
Carcasa cilíndrica	5.2	6
Tubos del IdQ	2.5	3
Placas tubulares sin agujeros	2.5	3
Tubo de combustión	10.82	12
Cámara de inversión	10.82	12

**Tabla 29: Resumen de los espesores de los principales elementos de la caldera.**

## 6.- Conclusiones

---

En el estudio realizado, de combustión en el TC, del IdQ, del comportamiento de los GC en su recorrido por la caldera, del fluido de trabajo a su paso por el aparato y de la diferencia entre una caldera limpia y una sucia se ha llevado a cabo una comparación lo más profunda posible sobre cada aspecto de los tres combustibles. Incluso se han estudiado posibles soluciones para que el combustible de CA, que en condiciones normales no desarrollaba las especificaciones exigidas a la caldera alcanzase los fines para los que se desarrolló el producto objeto del proyecto.

Se han intentado realizar mejoras al aparato para optimizar su funcionamiento dando varias alternativas. Si bien alguna de ellas tenía una parte negativa, como podía ser la eliminación de tubos en el IdQ, ya que ese hecho perjudicaba al combustible CA otras lograban producir el efecto deseado de ahorro energético al disminuir el aporte de los otros dos combustibles con los que puede trabajar la caldera.

En la aplicación de la normativa vigente se han realizado adecuadamente todos los cálculos y justificaciones necesarias para poder lanzar al mercado el producto en un futuro cercano. Consiguiendo con ello una optimización en el empleo de material para su construcción, seleccionando los espesores más ajustados posibles a los obtenidos con las ecuaciones de la norma de forma que se ahorran costes, tanto en la fase de producción como en la futura fase de explotación y utilización del aparato por los clientes. Si bien es cierto, que en los objetivos se mencionaba que estaban relacionados con los estudios energéticos vistos en el capítulo cuarto, luego se llega a la conclusión de que no lo hacen de una forma directa, ya que el documento normativo no da lugar a utilizar valores obtenidos en cálculos “externos”. En cada uno de los puntos que incluye la norma se explica exactamente cómo obtener o de donde sacar cualquier valor que se necesite, no permite que se utilicen valores procedentes de ecuaciones o fórmulas que no se recogen en ella.

Además de estas opciones de mejora no han podido desarrollarse más porque a pesar de que en la empresa no exista personal especializado en el campo de la energía debe tenerse en cuenta que ya han realizado un elevado número de aparatos y la experiencia a la hora de optimizar también es importante, así, con sus métodos de prueba-error, han ido puliendo con el tiempo pequeños detalles que han hecho de esta marca una firme competidora en el mercado.

El estudio hubiera sido más enriquecedor si además de comparar los valores obtenidos con las ecuaciones aplicadas pudiera haberse hecho con datos experimentales sacados de esta caldera o de modelos similares realizando después una extrapolación de los resultados. Sin embargo esto no ha sido posible por carecer de los mismos. Y en los objetivos del proyecto se dejaba claro que este trabajo no incluía un estudio experimental del aparato.

Por lo tanto, el presente trabajo es un buen punto de partida para próximas investigaciones y estudios en este tema. Las líneas a seguir pueden ser diversas.

Una opción para futuros trabajos sería, como se ha mencionado en el párrafo anterior la de un estudio experimental en vez de teórico, como es este caso, con la caldera que aquí se ha tratado. Ya que, a pesar de que se poseen datos, no es en un elevado número y un estudio a fondo, incluyendo sondas de temperatura, velocidad, esfuerzos, tensiones...para caracterizar el fluido y la estructura de la caldera sería muy importante y adecuado. Aportando además una necesaria comparación entre los resultados experimentales de ese estudio y los teóricos aquí recogidos.

Podría profundizarse en el modelo aquí empleado para ajustar más adecuadamente los resultados, en puntos como por ejemplo el método del balance de energía utilizado en la parte de la combustión en el tubo de combustión. Se podría investigar mejor teniendo en cuenta también la cesión por convección, considerada en el presente trabajo como despreciable. Investigar métodos como el del horno largo de combustibles convencionales como el gasoil, el gas natural o el carbón. En lo que respecta a la parte de transferencia de calor en el intercambiador probablemente también se podrían ajustar más las ecuaciones.

Finalmente, otra línea de desarrollo podría ser la modelización e implementación de un modelo matemático en un programa distinto al aquí empleado, un software de tipo MEF donde los resultados visuales en vez de numéricos son mucho más intuitivos y se puede observar como se comporta la estructura de la caldera o los fluidos que intervienen en el proceso (combustible, gases de combustión y fluido de trabajo, en este caso agua).

## 7.- Bibliografía

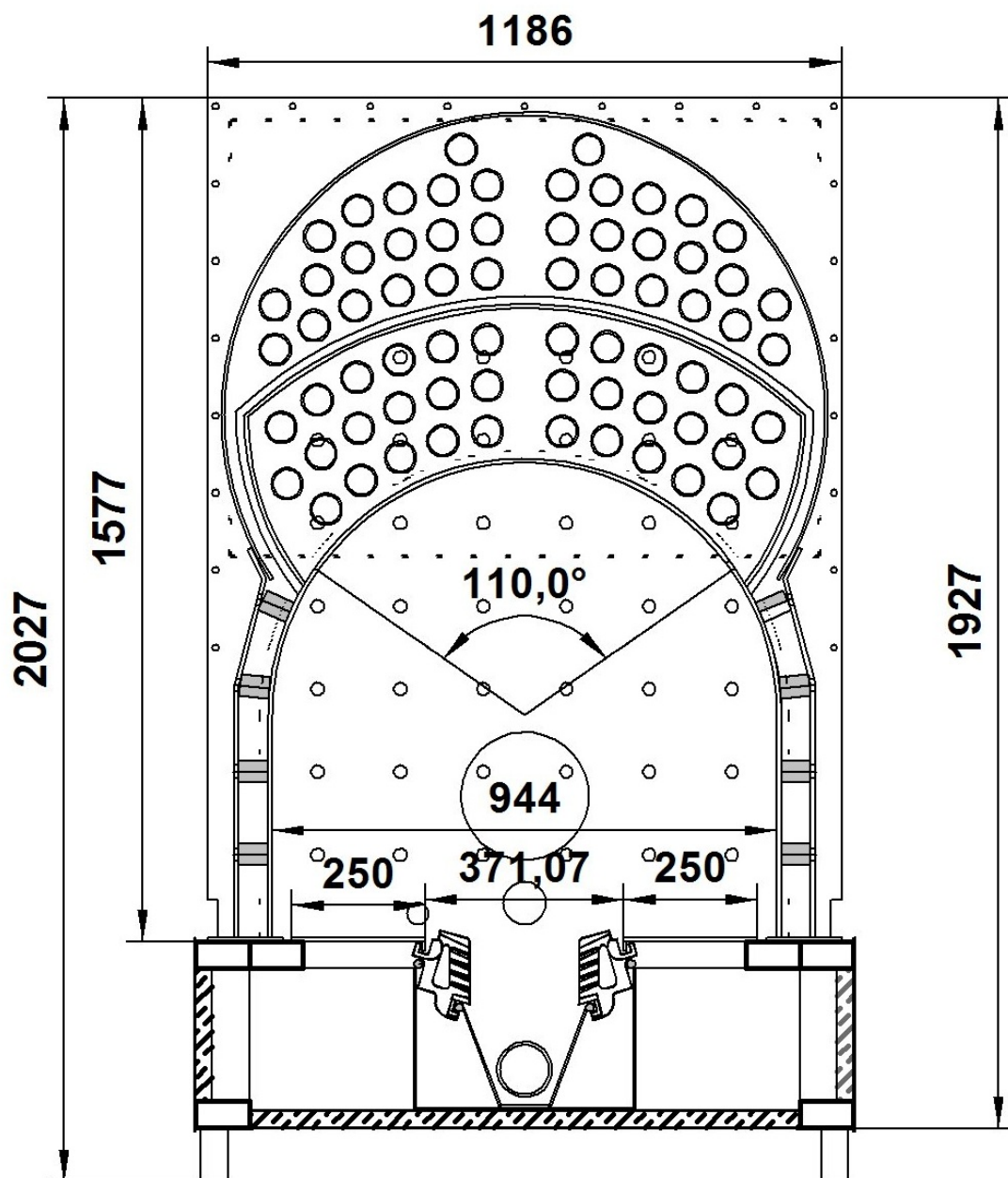
---

- [1] Castejón L., Cuartero J., Larrodé E., Miravete A., Los transportes en la ingeniería, España, Abril 2002.
- [2] Fernández Díez P., V.-Intercambiadores de calor, <http://libros.redsauce.net/>
- [3] Fernández Díez P., XI.-Introducción a la combustión, <http://libros.redsauce.net/>
- [4] Fernández Díez P., IV.-Transmisión de calor, <http://libros.redsauce.net/>
- [5] Fundación Cartif, Normalización y estandarización de pellets, Argentina, Septiembre 2006.
- [6] González González J. F., Centrales de calefacción y electricidad a partir de biomasa, Extremadura, Noviembre 2008.
- [7] Marín J. M., Ingeniería Térmica, Zaragoza, 2008.
- [8] Marín J. M., Monné C., Uche J., Transferencia de calor, Zaragoza, Febrero 2007.
- [9] Mills A. F., Transferencia de calor, Ed. Irwing, 1995.
- [10] Moragues J. A. y Rapallini A. T., Energía de la biomasa, Argentina, 18-21.
- [11] Moran M. J. y Shapiro H.N., Fundamentos de termodinámica técnica, Barcelona, 2003.
- [12] Saloua Ben Driss Alami, Aprovechamiento de hueso de aceituna. Biosorción de iones metálicos, Granada, Julio 2010.
- [13] UNE 9-205-87, Calderas. Cálculos relativos a la combustión, Madrid, Octubre 1987.
- [14] UNE-EN 10028-2, Productos planos de acero para aplicaciones a presión. Parte 2: Aceros no aleados y aleados con propiedades especificadas a altas temperaturas, Madrid, Enero 2010.
- [15] UNE-EN 12953-3, Calderas pirotubulares. Parte 3: Diseño y cálculo de las partes a presión, Madrid, Marzo 2003.
- [16] [www.carbonverde.es/pellets\\_características/index.html](http://www.carbonverde.es/pellets_características/index.html), 05/11/2011
- [17] [www.fchart.com/ees/](http://www.fchart.com/ees/), 25/11/2011
- [18] [www.galeon.com/palmaplastico/sinfines.xls](http://www.galeon.com/palmaplastico/sinfines.xls); 15/02/2012
- [19] [http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/solido/din\\_rotacion/alargamiento/alargamiento.htm](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/solido/din_rotacion/alargamiento/alargamiento.htm), 25/11/2011

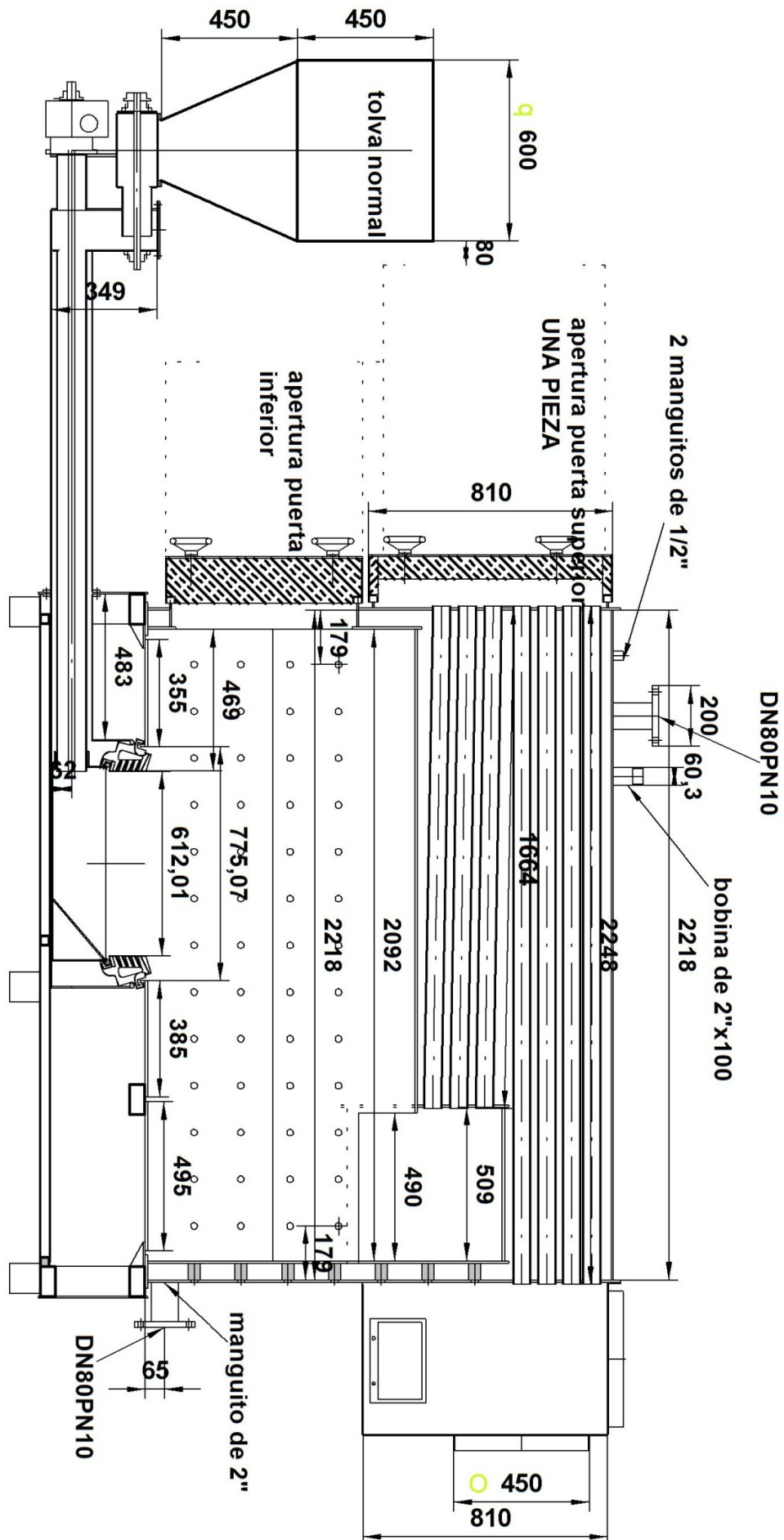
## 8.- Anexos

### 8.1.-Planos de la caldera.

Las siguientes dos páginas muestran los planos de la caldera. Estos planos están realizados por el gerente de la empresa en un programa de dibujo denominado SmartSketch. El primero de los croquis es el frontal del aparato y el segundo el alzado del mismo. Aparecen todas las dimensiones necesarias para su construcción. Las unidades están en mm.







## 8.2.- Cálculo del calor cedido por radiación en el TC

El calor cedido por radiación necesario para el balance de energía en el estudio de la combustión en el TC del apartado 4.2 se calcula como [7]:

$$Q_{\text{radiación}} = \overrightarrow{GS}\sigma T_G^4 - \overrightarrow{SG}\sigma T_{\text{sup.}}^4 \quad \text{Ec. 8.1}$$

Donde se considera que la temperatura de la superficie del TC es igual a la temperatura del agua que lo baña:

$$T_{\text{sup.}} \cong T_{\text{agua}} = 60^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 8.2}$$

siendo  $\overrightarrow{GS}$  la llamada área de intercambio dirigido gas-superficie y  $\overrightarrow{SG}$  el área de intercambio dirigido superficie-gas. Pueden obtenerse con las siguientes ecuaciones [7]:

$$\overrightarrow{GS} = \frac{A}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1\right)} \quad \text{Ec. 8.3}$$

$$\overrightarrow{SG} = \frac{A}{\left(\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1\right)} \quad \text{Ec. 8.4}$$

En estas ecuaciones aparecen los coeficientes de emisividad y absortividad de los GC, que se calculan conforme las ecuaciones que aparecen en la bibliografía [7], con la ayuda de las gráficas de Hottel.

### 8.2.1.- Parámetros de absortividad y emisividad

La ecuación que permite calcular el parámetro de emisividad es la que se ve a continuación. Los diferentes términos se obtienen de las gráficas de Hottel.

$$\varepsilon_g = C_{CO_2}\varepsilon_{CO_2} + C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad \text{Ec. 8.5}$$

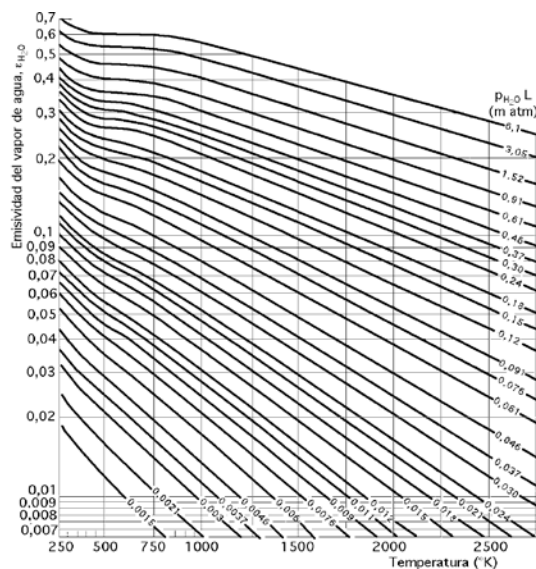


Figura 36: Emisividad del vapor de agua a la presión total de 1 atm (Hottel). [7, 8].

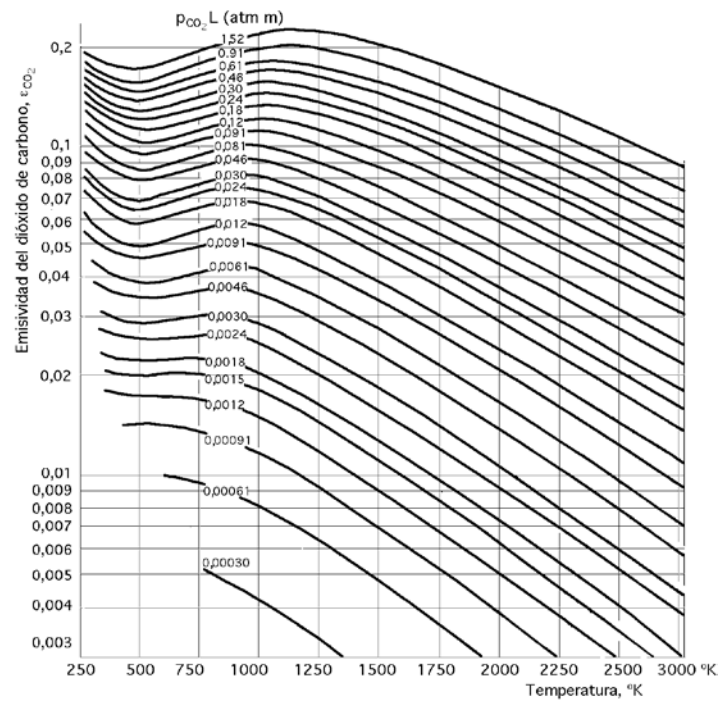


Figura 37: Emisividad del dióxido de carbono a la presión total de 1 atm (Höttl). [7, 8].

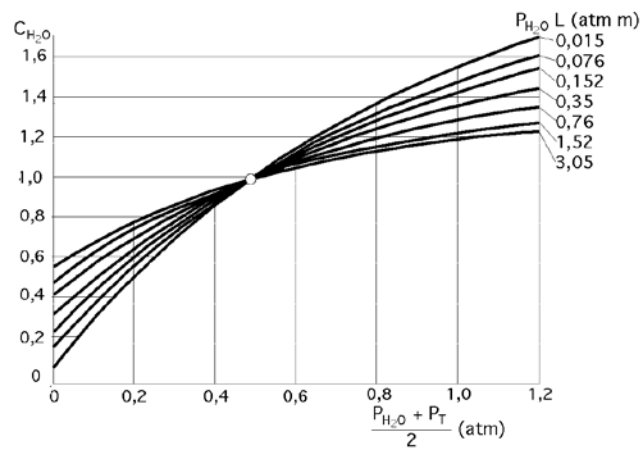


Figura 38: Factor de corrección de la emisividad del vapor de  $H_2O$  a presiones distintas de 1 atmósfera, (Höttl). [7, 8].

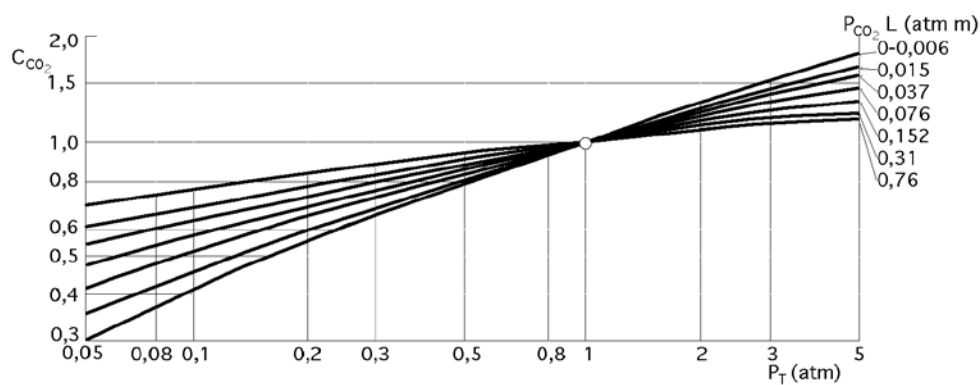


Figura 39: Factor de corrección de la emisividad del  $CO_2$  a presiones distintas de 1 atmósfera, (Höttl). [7, 8].

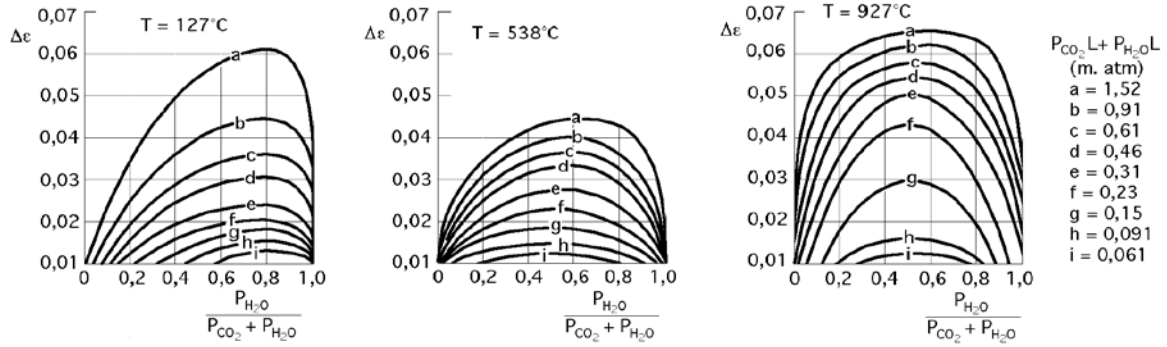


Figura 40: Factor de corrección  $\Delta\epsilon$  de la emisividad de una mezcla de vapor de  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}_2$  (Höttl). [7, 8].

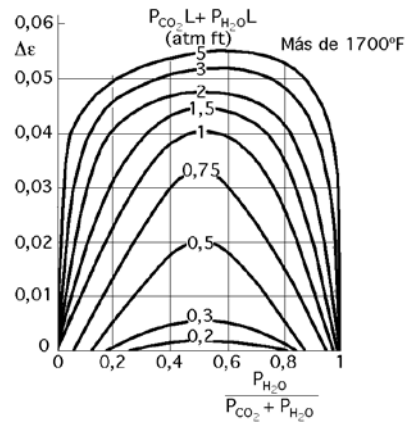


Figura 41: Factor de corrección  $\Delta\epsilon$  de la emisividad de una mezcla de vapor de  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}_2$  (Höttl). (Continuación). [7, 8].

El cálculo de la absorptividad es un poco más complejo. Se utilizan las mismas gráficas que antes, pero con los coeficientes del producto de la presión parcial y la longitud del haz de llama corregidos como muestran las ecuaciones número 8.6 a 8.10.

$$\alpha_{gs} = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\alpha \quad \text{Ec. 8.6}$$

$$\alpha_{\text{CO}_2} = C_{\text{CO}_2} \epsilon_{\text{CO}_2}^+ \left( \frac{T_G}{T_{\text{sup.}}} \right)^{0.65} \quad \text{Ec. 8.7}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{H}_2\text{O}} \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}^+ \left( \frac{T_G}{T_{\text{sup.}}} \right)^{0.45} \quad \text{Ec. 8.8}$$

$$\left( P_i L_e \frac{T_{\text{sup.}}}{T_G} \right) i = \text{CO}_2, \text{H}_2\text{O} \quad \text{Ec. 8.9}$$

$$\Delta\alpha = (\Delta\epsilon)_a \tau_s \quad \text{Ec. 8.10}$$

En la siguiente tabla pueden verse todos los parámetros calculados con las ecuaciones anteriores que son necesarios para el cálculo del calor cedido por radiación.

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$\varepsilon_g$	0.5232	0.4424	0.3853
$C_{CO_2}$	1.23	1.23	1.23
$\varepsilon_{CO_2}$	0.19	0.18	0.15
$C_{H_2O}$	1.35	1.33	1.36
$\varepsilon_{H_2O}$	0.25	0.2	0.18
$\Delta\varepsilon$	0.048	0.045	0.044
$\alpha_{gs}$	0.746924945	0.655643679	0.535228078
$\varepsilon_{CO_2}^+$	0.087	0.085	0.071
$C_{CO_2}$	1.4	1.4	1.4
$\varepsilon_{H_2O}^+$	0.125	0.08	0.055
$C_{H_2O}$	1.53	1.56	1.57
$\Delta\alpha$	0.02	0.019	0.016
$P_{CO_2} L_e \frac{T_{sup.}}{T_G}$	0.195183325	0.162356908	0.152590996
$P_{H_2O} L_e \frac{T_{sup.}}{T_G}$	0.152358944	0.11411974	0.10093046
$T_G$	1500	1800	2000
$T_{sup.}$	60	60	60

Tabla 30: Parámetros de emisividad y absorptividad de los distintos combustibles.

### 8.2.2.- Temperatura de llama

La temperatura de los GC de combustión que aparece en la ecuación del calor cedido por radiación es la temperatura dentro de la cámara de combustión. Debe distinguirse de la temperatura de esos gases a la salida de la misma. Para su obtención se ha apoyado en el método que aparece en la norma referenciada con el número 13 de la bibliografía. Dicha norma y en consecuencia el método es bastante anticuado, pero se ha pensado que a pesar del tiempo sigue siendo una buena aproximación para el cálculo de esta temperatura a falta de un método más reciente. Sin embargo, debe tenerse en cuenta la siguiente hipótesis: la temperatura que poseen los GC será la de la llama.

Es una hipótesis que se piensa no es demasiado descabellada, ya que los gases salen de la propia llama y además, será la propia llama la que por su elevada temperatura tendrá la mayor implicación en magnitud en la cesión de calor por radiación.

$$Q_{entrante} = V_{GC}^1 C_{em}^h T_G + w i \quad \text{Ec. 8.11}$$

$$Q_{entrante} = PCU + 640w + V_A^1 C_e^A T_A \quad \text{Ec. 8.12}$$

$$PCU = PCI \quad \text{Ec. 8.13}$$

$$V_{GC}^1 C_{em}^h T_G + w i = PCU + 640w + V_A^1 C_e^A T_A \quad \text{Ec. 8.14}$$

Este procedimiento de cálculo devuelve el valor de la temperatura de llama adiabática. Es la temperatura teórica máxima que pueden alcanzar los productos de la combustión, suponiendo que no existen pérdidas de calor hacia el exterior del recinto, ni se produce disociación alguna. La temperatura adiabática es máxima cuando el  $n$  es nulo, es decir, cuando la cantidad de aire es la necesaria y suficiente para su combinación con todo el combustible.

La temperatura adiabática de la llama es un valor ficticio que constituye un límite superior; las temperaturas reales de la llama son siempre menores, debido a que [3]:

- La combustión no es instantánea ya que en el transcurso de la combustión se pierde algo de calor hacia el medio exterior; con una combustión rápida se reduciría la pérdida de calor, mientras que con una combustión lenta se podría producir una combustión incompleta (inquemados).
- Para temperaturas superiores a 1650°C aproximadamente, parte del  $\text{CO}_2$  y del  $\text{H}_2\text{O}$  presentes en los GC se disocian y absorben energía durante el proceso de combustión.

Tras esta pequeña aclaración sobre la temperatura adiabática de llama únicamente queda por explicar que debido a lo comentado se debe restar al valor obtenido alrededor de 200-400°C para que el modelo físico-matemático sea correcto, ya que suele ser entorno a estos valores la diferencia entre la temperatura real y la adiabática. Puede verse en el anexo 8.4 como están implementadas las ecuaciones anteriores en el software, junto con todas las demás.

### 8.3.- Método $\varepsilon$ -NTU para el estudio del IdQ

El método  $\varepsilon$ -NTU que se emplea para el estudio del IdQ consiste en obtener la eficiencia del intercambiador, que depende de las características de los fluidos que entran en juego y de las características geométricas, de material y del tipo de intercambiador a emplear [8].

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad \text{Ec. 8.15}$$

Tipo de intercambiador	$\varepsilon = f(NTU, C_r)$	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(8.1)
Flujo a contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	(8.2)
Para el caso de $C_r = 1$ , $\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$		
Carcasa y tubos, una carcasa y número par de pasos por tubo	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(8.3)
Carcasa y tubos, $n$ carcasas y num. de pasos por tubo múltiplo de 4	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(8.4)
Flujo cruzado, un paso por carcasa, ambos fluidos sin mezclar.	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r (NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(8.5)

Figura 42: Fórmulas  $\varepsilon$ -NTU para intercambiadores de calor. [8].

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \frac{1 + \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[ -NTU(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \quad \text{Ec. 8.16}$$

Posteriormente, se calcula la máxima cantidad de calor que podría ser intercambiado en el elemento, fenómeno que lo llevaría a cabo el fluido cuyo producto de su flujo másico y su calor específico fuera el menor y si la diferencia de temperatura fuera la máxima posible, es decir, entre la temperatura de entrada del fluido caliente (GC) y la temperatura de entrada del fluido frío (fluido de trabajo, en este caso agua).

$$q_{max} = C_{min.}(T_{c;ent.} - T_{f;ent.}) \quad \text{Ec. 8.17}$$

$$C_{min.} = \min.(C_c; C_f) = \min.(c_{p;c}\dot{m}_c; c_{p;f}\dot{m}_f) \quad \text{Ec. 8.18}$$

$$C_r = C_{min.}/C_{max.} \quad \text{Ec. 8.19}$$

Finalmente la eficiencia  $\varepsilon$  compara la transferencia térmica real, que es la absorbida por el fluido que se calienta, con la transferencia térmica máxima que podría transmitirse en un intercambiador en contracorriente de superficie de intercambio infinita, cuyos límites viene impuestos por el Segundo Principio de la Termodinámica, que tiene en cuenta los focos térmicos a las temperaturas extremas  $T_{f;ent.}$  (foco frío) y  $T_{c;ent.}$  (foco caliente).

$$\varepsilon = q/q_{max} \quad \text{Ec. 8.20}$$

La explicación es simple, pero el modo de llegar al resultado final es más complicado. Como mostraba la ecuación de la eficiencia del IdQ ésta depende de los parámetros  $C_{min.}$  cuya explicación para su determinación se ha visto arriba, en la ecuación 8.18 y NTU, que se calcula de la siguiente forma [8]:

$$NTU = UA/C_{min.} \quad \text{Ec. 8.21}$$

En él aparece el coeficiente UA, o coeficiente global de transferencia de calor [8]. Es donde radica la verdadera dificultad del método, ya que deben estudiarse ambos fluidos por separado.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{conv.; ext.}A_{ext.}} + R_{e; ext} + R_{cond.} + R_{e; int} + \frac{1}{h_{conv.; int.}A_{int.}} \quad \text{Ec. 8.22}$$

### 8.3.1.- Estudio del flujo exterior

En primer lugar se afronta el estudio del fluido exterior, el que circula por la carcasa, entre los tubos, el agua, el flujo de trabajo que se quiere calentar.

Para obtener el coeficiente de convección de la parte del agua se aplica la siguiente igualdad:

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{conv.; ext.}\phi_{ext.}}{k_{agua}} \quad \text{Ec. 8.23}$$

De la cual se despejará dicho coeficiente.

La  $k_{agua}$  es la conductividad térmica del agua y la calcula el programa EES al introducirle como referencia la temperatura y la presión a la cual se encuentra el líquido. La presión, como siempre son 8 bares, la presión de trabajo de la caldera. Para la temperatura se toma la temperatura media del agua a su paso por el intercambiador, cuyo valor se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\bar{T}_m = \frac{1}{2}(T_{m; ent.} + T_{m; sal.}) \quad \text{Ec. 8.24}$$

La temperatura de la superficie de los tubos se toma como la anterior suponiendo que los tubos tienen una excelente conductividad y por tanto su temperatura es semejante a la del fluido que los recorre, en este caso el agua.

$$T_s = \bar{T}_m \quad \text{Ec. 8.25}$$

Se eligen estas temperaturas porque son las que indican que se utilicen en la aclaración de la correlación para la obtención del número de Nusselt (ecuación 8.26). Esta correlación aparece en las tablas de correlaciones de flujo forzado externo, de la bibliografía [8]. Es la número 23. Y como puede verse en la figura que aparece a continuación, a la derecha aparecen pequeños detalles aclaratorios para aplicar correctamente la fórmula.

22	Banco de tubos	Número de Nusselt	Cruzado	$N_L \geq 10$ $Pr \geq 0.7$ $2 \cdot 10^3 < Re_{D,max} < 4 \cdot 10^4$	$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3}$	$\bar{T}_p$	Constantes $C_1, m$ en tabla 2.4. Para $N_L < 10$ , multiplicar por el coeficiente de corrección $C_2$ (tabla 2.5).
23	Banco de tubos	Número de Nusselt	Cruzado	$N_L > 20$ $0.7 < Pr < 500$ $10^3 < Re_{D,max} < 2 \cdot 10^6$	$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$	Todas a $\bar{T}_m$ exceptuando $Pr_s$ a $T_s$	Corrección por propiedades variables. Constantes $C, m$ en tabla 2.6. Para $N_L < 20$ , multiplicar por el coeficiente $C_2$ (tabla 2.7).
24	Banco de tubos	Pérdida de carga	Cruzado		$\Delta p = \chi N_L f \left( \frac{\rho V_{max}^2}{2} \right)$		$\chi, f$ representados en figuras 2.2 y 2.3.

Figura 43: Tabla de correlaciones y fórmulas de convección forzada de flujo externo. [8].

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} C_2 \quad \text{Ec. 8.26}$$

La temperatura arriba calculada, además de emplearla para que el software devuelva la conductividad térmica del agua también se necesita para que devuelva el número de Prandtl, la densidad y la viscosidad del fluido. Estas dos últimas propiedades físicas son necesarias para calcular el número de Reynolds (número adimensional muy utilizado en el campo de los fluidos y las energías, y que en este caso aparece para el cálculo del número de Nusselt).

$$Re_{D,max,agua} = \frac{\rho_{agua} v_{max,agua} \phi_{ext.tubos}}{\mu_{agua}} \quad \text{Ec. 8.27}$$

Además de las propiedades físicas del fluido también es necesario conocer, para el cálculo del número de Reynolds, el diámetro exterior de los tubos del intercambiador (genéricamente es una longitud característica de la forma del tubo) y la velocidad máxima que alcanza el agua en su paso por el banco de tubos. En este punto se tiene la ventaja de que la velocidad máxima que alcanza el agua es función de datos geométricos del intercambiador y de la temperatura de entrada y salida de la caldera. Son datos constantes y por tanto comunes para los tres combustibles.



$$P_u = \dot{m}_{agua} c_{p,agua} (T_{sal.} - T_{ent.}) \Rightarrow \dot{m}_{agua} = \frac{P_u}{c_{p,agua} (T_{sal.} - T_{ent.})} \approx 1.695 \text{ Kg/s} \quad \text{Ec. 8.28}$$

$$\dot{m}_{agua} = \rho_{agua} (S_T - \phi_{ext.tubos}) N_T l_1 v_{max.} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow v_{max.} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua} (S_T - \phi_{ext.tubos}) N_T l_1} = 0.02603 \text{ m/s} \quad \text{Ec. 8.29}$$

Los combustibles también comparten el valor de los coeficientes  $C$ ,  $m$  y  $C_2$  que aparecen en el cálculo del número de Nusselt, ya que dependen únicamente de la distribución del banco de tubos del intercambiador, que puede ser alineada o al tresbolillo. En este caso, es difícil decidirse por una o por otra y finalmente se ha optado por la distribución alineada, ya que se piensa que la disposición real que tienen los tubos se asemeja más a ella.

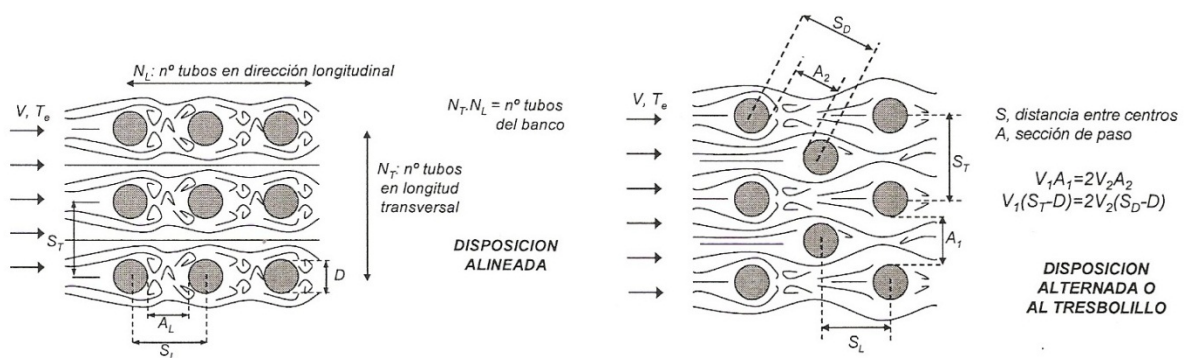


Figura 44: Condiciones de flujo en banco de tubos en disposición alineada y alternada o al tresbolillo. [8].

Sus valores se encuentran en las tablas siguientes, que aparecen en la bibliografía [8].

Configuración	$Re_{D,max}$	$C_1$	$m$
Alineada	10–100	0.80	0.40
Alternada	10–100	0.90	0.40
Ambas	$10^2 - 10^3$	aproximar por cilindro aislado	
Alineada	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Alternada ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35 (S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Alternada ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
Alineada	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Alternada	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Figura 45: Constantes para la correlación de flujo externo sobre un banco de tubos con 10 ó más filas [8].

$$C = 0.27 \quad \text{Ec. 8.30}$$

$$m = 0.63 \quad \text{Ec. 8.31}$$

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Alineada	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Alternada	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Figura 46: Factor de corrección  $C_2$  para  $N_L < 20$  [8].

$$N_L = 7 < 20 \Rightarrow C_2 = 0.95 \quad \text{Ec. 8.32}$$

Con lo explicado hasta aquí, ya se está en posición de conocer el coeficiente de convección “exterior” del intercambiador. En la tabla adjunta podemos ver los valores obtenidos, coincide con la mostrada en el apartado 4.3 del presente documento:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$h_{conv., ext.}$	904.3	911.3	911.8
$\overline{Nu}_D$	81.86	82.13	82.16
$Re_{D,max.}$	5465	6271	6341
$Pr$	1.74	1.518	1.502

Tabla 31: Parámetros de convección del flujo exterior en el estudio del intercambiador de calor.

### 8.3.2.- Estudio del flujo interior

En segundo lugar se profundiza en los GC que circulan por el interior de los tubos del intercambiador, lo que se ha denominado flujo interno.

De nuevo debe determinarse el coeficiente de convección, como se ha hecho en el apartado anterior, pero esta vez de los GC. Para ello, se aplica la misma ecuación de antes que relacionaba el número de Nusselt con el coeficiente buscado.

$$Nu_D = \frac{h_{conv., int.} \Phi_{int.}}{k_{GC}} \quad \text{Ec. 8.33}$$

Se busca la correlación más adecuada de entre todas las que aparecen en la tabla de correlaciones de flujo forzado interno para el cálculo del número de Nusselt. La que más se adecúa a este caso es la número 13 [8].

12	Tubería circular	Número de Nusselt	Turbulento desarrollado	$Re_D \geq 10^4$ $0.7 \leq Pr \leq 160$ $x/D \geq 10$	$\frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3}$	$T_m(x)$	Estimación de $Nu_D$ por analogía. $f$ se calcula mediante el diagrama de Moody. Para tubos lisos pueden utilizarse las correlaciones anteriores. Diferencia $T_i - T_m$ moderada. Cuando $L/D \geq 60$ , puede despreciarse la entrada y la correlación es válida para $\overline{Nu}_D$ , con propiedades evaluadas a $\overline{T}_m$ .
13	Tubería circular	Número de Nusselt	Turbulento desarrollado	$Re_D \geq 10^4$ $0.7 \leq Pr \leq 160$ $x/D \geq 10$	$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	$T_m(x)$	Tubos lisos. $n = 0.3$ para fluido enfriándose. $n = 0.4$ para fluido calentándose. Diferencia $T_i - T_m$ moderada. Válida para $\overline{Nu}_D$ cuando $L/D \geq 60$ , con propiedades evaluadas a $\overline{T}_m$ . El error puede alcanzar un 25%.
14	Tubería circular	Número de Nusselt	Turbulento desarrollado	$Re_D \geq 10^4$ $0.7 \leq Pr \leq 160$ $x/D \geq 10$	$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Todas a $T_m$ exceptuando $\mu_s$ a $T_s$	Tubos lisos. Sin restricción en $T_s - T_m$ , pues corrige por propiedades variables. Válida para $\overline{Nu}_D$ cuando $L/D \geq 60$ , con propiedades evaluadas a $\overline{T}_m$ (excepto $\mu_s$ ). El error puede alcanzar un 25%.

Figura 47: Tabla de correlaciones y fórmulas de convección forzada de flujo interno [8].

$$Nu_D = 0.023 Re_{D,max.}^{4/5} Pr^{0.3} \quad \text{Ec. 8.34}$$

Necesita calcularse, igual que antes, el número de Prandtl, pero esta vez de los GC además de la densidad y la viscosidad de la mezcla de los gases. Propiedades físicas necesarias para el cálculo del número de Reynolds, que se determina de la misma forma que en el caso del flujo externo. Como antes, también se necesita el valor de una longitud característica, ahora el diámetro interno de los tubos del intercambiador y la velocidad máxima a la que circularán los gases por su interior. La velocidad es máxima cuando el volumen de los GC es máximo.

Esto ocurre a la salida de la cámara de combustión, cuando la temperatura es la más elevada posible en su recorrido por el intercambiador, ya que el volumen es función de la temperatura de forma proporcional.

$$Re_{D,max.GC} = \frac{\rho_{GC} v_{max.GC} \phi_{int.tubos}}{\mu_{GC}} \quad \text{Ec. 8.35}$$

Tras determinar todos los valores necesarios pueden verse en la siguiente tabla, que al igual que antes aparece también en el apartado cuarto del documento, para el estudio del IdQ:

	Cáscara de almendra	Hueso de aceituna	Pellets DIN plus
$h_{conv.; int.}$	31.92	33.5	33.8
$Nu_D$	28.16	32.05	32.69
$Re_{D,max.}$	8084	9529	9774
$Pr$	0.7457	0.7405	0.7391

Tabla 32: Parámetros de convección del flujo interior en el estudio del intercambiador de calor.

Además, debe añadirse la resistencia térmica que ofrecen los tubos, la resistencia de conducción, que al ser éstos de forma cilíndrica se debe aplicar la fórmula correspondiente, obtenida de la bibliografía [8]:

$$R_{cond.} = R_{cilindro} = \ln \frac{(R_{ext.}/R_{int.})}{2\pi K l_1} = 0.0002573 \quad \text{Ec. 8.36}$$

$$R_{cond.} = R_{cilindro} = \ln \frac{(R_{ext.}/R_{int.})}{2\pi K l_2} = 0.0001903 \quad \text{Ec. 8.37}$$

Finalmente, es necesario conocer las áreas de intercambio del IdQ. El área exterior corresponde con la cara exterior de los tubos del intercambiador y la interior con la parte interna de los mismos elementos. Y multiplicando estos valores individuales por el número total de tubos que conforman cada uno de los grupos. El área obtenida del grupo del primer paso por tubos del IdQ y del segundo paso, respectivamente pueden verse a continuación.

$$A_{ext.1er.paso} = \pi \phi_{ext.} l_1 N_1 = 10.4 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 8.38}$$

$$A_{ext.2o.paso} = \pi \phi_{ext.} l_2 N_2 = 16.18 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 8.39}$$

$$A_{int.1er.paso.} = \pi \phi_{int.} l_1 N_1 = 9.139 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 8.40}$$

$$A_{int.2o.paso} = \pi \phi_{int.} l_2 N_2 = 14.22 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 8.41}$$

Tras haber conseguido obtener todo los parámetros anteriores ya se está en situación de poder calcular cualquier magnitud que sea necesaria. Concretamente, interesa conocer, el calor intercambiado en el IdQ, la temperatura de los GC tras el primer paso por los tubos y la temperatura a la salida del segundo paso por tubos-entrada a la chimenea; además, con ello se conocerán el volumen que ocupan en ambos casos, su densidad y su velocidad. Estos resultados aparecen recogidos en el capítulo 4.3 y 4.4.

#### 8.4.- Implementación de las ecuaciones en el software EES.

En el apartado de la introducción, en el punto número 2.5.1, se hizo referencia al uso del software ingenieril EES. En esta parte del anexo, se muestran las ecuaciones implementadas en él para uno de los combustibles. Las líneas del código son prácticamente iguales para los tres, variando en alguna fórmula valores concretos referentes al análisis elemental de los energéticos, la proporción que cada gas individual ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$  y  $\text{O}_2$ ) ocupa en el total de los GC generados en la combustión, ya sea en tanto por uno en peso o tanto por uno en volumen o el valor del PC de cada uno de los combustibles. Las cifras de los tantos por uno se han calculado en el otro programa informático que se ha empleado, Microsoft Excel. Se ha optado por esta opción de combinar el uso de los dos programas por no incluir un mayor número de líneas de código en el EES para calcular valores que realmente no aportan ninguna información por si solos, ni mayor valor al trabajo.

*"constantes y datos geométricos"*

$\sigma = \sigma_{\text{#}}$  *"constante de Stefan-Boltzmann"*

$A_{\text{cam}} = 2 \cdot h_{\text{cam}} \cdot l_{\text{cam}} + 2 \cdot n_{\pi} \cdot R_{\text{cam}} \cdot l_{\text{cam}} - 2 \cdot n_{\pi} \cdot R_{\text{cam}} \cdot \theta / 360 \cdot l_{\text{cam}}$  *"área de intercambio de calor de la cámara de combustión; m<sup>2</sup>"*

$c_{\text{cam}} = 2 \cdot R_{\text{cam}} \cdot \sin(\theta / 2)$

$n_{\pi} = \pi$  *"número pi"*

$h_{\text{cam}} = 0,0865$  *"altura de la parte rectangular de la cámara de combustión; m"*

$l_{\text{cam}} = 2,092$  *"longitud de la cámara de combustión; m"*

$R_{\text{cam}} = 0,488$  *"radio de la parte cilíndrica de la cámara de combustión; m"*

$c_{\text{cam}} = m_{\text{cam}}$  *"cuerda del círculo de la cámara de combustión; vista de perfil"*

$m_{\text{cam}} = 0,83847$  *"anchura de la parte rectangular de la cámara de combustión; m"*

$\epsilon_s = 0,0885$  *"emisividad de la superficie de las paredes"*

$T_{\text{agua}} = 60$  *"temperatura del agua a calentar que rodea la cámara de combustión; °C"*

$T_{\text{ref}} = T_{\text{zero}}$  *"temperatura de referencia; K"*

$T_{\text{aire}} = 25$  *"temperatura del aire de entrada"*

$P_{\text{atm}} = 101,32$  *"presión ambiental; kPa"*

$P_{\text{cald}} = 800$  *"presión de la caldera de biomasa; kPa"*

*"cálculo del flujo másico de combustible"*

$m_{\text{comb}} = P_{\text{util}} / (\eta_{\text{cald}} \cdot \text{PCI})$  *"flujo másico de combustible que entra en la cámara de combustión Kg/h"*

$P_{\text{util}} = 500$  *"Potencia útil que debe desarrollar la caldera; KW"*

$\eta_{\text{cald}} = 0,88$  *"rendimiento de la caldera"*

$\text{PCI} = 5,56$  *"poder calorífico inferior del combustible que entra en la cámara de combustión; KWh/Kg"*

*"cálculo del volumen de los gases de combustión"*

$V_{\text{GC}} = m_{\text{comb}} \cdot \text{vol}_{\text{GC}}$  *"volumen de gases de combustión; m<sup>3</sup>/h"*

$\text{vol}_{\text{GC}} = 22,4 \cdot (C/12 + H/2 + S/32 + N/28) + 79/21 \cdot 22,4 \cdot (C/12 + H/4 + S/32 - O/32) + n_{\text{aire}} \cdot V_{\text{aire}}$  *"volumen de gases de combustión generados por unidad de combustible; m<sup>3</sup>/Kg"*

$C = 0,5234$  *"cantidad de carbono en el combustible; % peso en base seca"*

$H = 0,0577$  *"cantidad de hidrógeno en el combustible; % peso en base seca"*

$S = 1,5e-3$  *"cantidad de azufre en el combustible; % peso en base seca"*

$N = 3,5e-3$  *"cantidad de nitrógeno en el combustible; % peso en base seca"*

$O = 0,4066$  *"cantidad de oxígeno en el combustible; % peso en base seca"*

$M = 0$  *"humedad del combustible; % en peso"*

*"cálculo de la combustión en la cámara de combustión"*

*"cálculo de la temperatura de llama"*

$Q_{\text{ent}} = \text{PCI} \cdot 3600 / 4,18 + M \cdot 640 + V_{\text{aire}} \cdot c_{\text{p\_aire}} / 4,18 \cdot T_{\text{aire}}$  *"ecuación de cálculo de la energía entrante en la caldera"*

$Q_{\text{ent}} = \text{vol}_{\text{GC}} \cdot c_{\text{p\_GC}} \cdot T_{\text{ll}} + M \cdot i / 4,18$  *"ecuación de cálculo de la temperatura adiabática de llama; °C"*

$V_{\text{aire}} = (1/0,21 \cdot (C/12 + H/4 + S/32 - O/32) \cdot 22,4) \cdot (1 + n_{\text{aire}})$  *"volumen de aire; m<sup>3</sup>N/Kg"*

$n_{\text{aire}} = 0,2$  *"exceso de entrada de aire; %"*

$c_{\text{p\_aire}} = C_p(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_{\text{aire}}; P = P_{\text{atm}})$  *"calor específico del aire; KJ/Kg"*

$c_{\text{p\_GC}} = 0,22239 \cdot c_{\text{p\_CO2}} + 0,00035 \cdot c_{\text{p\_SO2}} + (0,00041 + 0,67359) \cdot c_{\text{p\_N2}} + 0,04308 \cdot c_{\text{p\_O2}} + 0,06018 \cdot c_{\text{p\_H2O}}$  *"calor específico de los GC; Kcal/Kg"*

$c_{\text{p\_CO2}} = C_p(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{ll}}; P = P_{\text{cald}}) / 4,18$  *"calor específico del dióxido de carbono"*

$c_{\text{p\_SO2}} = C_p(\text{SulfurDioxide}; T = T_{\text{ll}}; P = P_{\text{cald}}) / 4,18$  *"calor específico del dióxido de azufre"*

$c_{\text{p\_H2O}} = C_p(\text{Steam}; T = T_{\text{ll}}; P = P_{\text{cald}}) / 4,18$  *"calor específico del vapor de agua"*

$c_{\text{p\_N2}} = C_p(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{ll}}; P = P_{\text{cald}}) / 4,18$  *"calor específico del nitrógeno"*

$c_{\text{p\_O2}} = C_p(\text{Oxygen}; T = T_{\text{ll}}; P = P_{\text{cald}}) / 4,18$

$i = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T = T_{II}; P = 0,634518553)$  "entalpía del vapor del agua a la presión parcial; KJ/kg"

"cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustión de la cámara de combustión"

$m_{\text{comb}} \cdot \text{PCI} - (Q_{\text{rad}}/1000 + Q_{\text{conv}}) = V_{\text{GC}}/3600 \cdot h_{\text{GC}}$  "ecuación de equilibrio energético en el interior de la cámara de combustión"

$Q_{\text{rad}} = G_S \cdot \sigma \cdot T_{\text{GC}}^4 - S_G \cdot \sigma \cdot T_{\text{sup}}^4$  "calor intercambiado por radiación; W"

$G_S = A_{\text{cam}} / (1/\epsilon_g + 1/\epsilon_s - 1)$  "superficie de intercambio de radiación gases-pared de la cámara de combustión"

$S_G = A_{\text{cam}} / (1/\alpha_g + 1/\epsilon_s - 1)$  "superficie de intercambio de radiación pared de la cámara de combustión-pared"

$\epsilon_g = 0,3872$  "emisividad de los gases"

$\alpha_g = 0,55716035$  "absortividad de los gases de la radiación procedente de las paredes de la cámara de combustión"

$Q_{\text{conv}} = 0$  "calor intercambiado por convección"

$T_{\text{GC}} = T_{II} - 400 + T_{\text{ref}}$  "temperatura de los gases de combustión en el interior de la cámara de combustión; K"

$T_{\text{sup}} = T_{\text{agua}} + T_{\text{ref}}$  "temperatura de la superficie de las paredes de la cámara de combustión; K"

$h_{\text{GC}} = 7,645 + 1,307 \cdot T_{\text{sal\_GC}} + 2,9649e-4 \cdot T_{\text{sal\_GC}}^2 - 7,1433e-8 \cdot T_{\text{sal\_GC}}^3 + 7,0038e-12 \cdot T_{\text{sal\_GC}}^4$  "ecuación para calcular la temperatura de salida de los gases de combustión"

"cálculo del intercambiador de calor"

"cálculo del coeficiente de convección de los GC en el interior de los tubos"

$T_{\text{med\_GC}} = (1/2) \cdot (T_{\text{sal\_GC}} + 180)$  "temperatura a la que debemos calcular las propiedades; °C"

$\rho_{\text{CO}_2} = \text{Density}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "densidad del CO<sub>2</sub>; Kg/m<sup>3</sup>"

$\rho_{\text{SO}_2} = \text{Density}(\text{SulfurDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "densidad del SO<sub>2</sub>; Kg/m<sup>3</sup>"

$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Density}(\text{Steam}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "densidad del vapor de agua; Kg/m<sup>3</sup>"

$\rho_{\text{N}_2} = \text{Density}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "densidad del N<sub>2</sub>; Kg/m<sup>3</sup>"

$\rho_{\text{O}_2} = \text{Density}(\text{Oxygen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "densidad del O<sub>2</sub>; Kg/m<sup>3</sup>"

$\rho_{\text{GC}} = \rho_{\text{CO}_2} \cdot 0,121429411 + \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + \rho_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + \rho_{\text{N}_2} \cdot (0,000348002 + 0,730047188) + \rho_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241$  "densidad de los gases de combustión"

$\mu_{\text{CO}_2} = \text{Viscosity}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "viscosidad del CO<sub>2</sub>; Kg/m s"

$\mu_{\text{SO}_2} = \text{Viscosity}(\text{SulfurDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "viscosidad del SO<sub>2</sub>; Kg/m s"

$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Viscosity}(\text{Steam}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "viscosidad del vapor de agua; Kg/m s"

$\mu_{\text{N}_2} = \text{Viscosity}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "viscosidad del N<sub>2</sub>; Kg/m s"

$\mu_{\text{O}_2} = \text{Viscosity}(\text{Oxygen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "viscosidad del O<sub>2</sub>; Kg/m s"

$\mu_{\text{GC}} = \mu_{\text{CO}_2} \cdot 0,121429411 + \mu_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + \mu_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + \mu_{\text{N}_2} \cdot (0,000348002 + 0,730047188) + \mu_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241$  "viscosidad de los gases de combustión"

$Re_{\text{int}} = \rho_{\text{GC}} \cdot V_{\text{max}} \cdot D_{\text{tubos\_int}} / \mu_{\text{GC}}$  "nº de Reynolds de los GC en el interior de los tubos"

$V_{\text{max}} = 1,7$  "velocidad máxima que pueden alcanzar los GC en el interior de los tubos; m/s"

$D_{\text{tubos\_int}} = 53/1000$  "diámetro interior de los tubos; m"

$Pr_{\text{CO}_2} = \text{Prandtl}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "nº Prandtl del CO<sub>2</sub>"

$Pr_{\text{SO}_2} = \text{Prandtl}(\text{SulfurDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "nº Prandtl del SO<sub>2</sub>"

$Pr_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Prandtl}(\text{Steam}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "nº Prandtl del vapor de agua"

$Pr_{\text{N}_2} = \text{Prandtl}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "nº Prandtl del N<sub>2</sub>"

$Pr_{\text{O}_2} = \text{Prandtl}(\text{Oxygen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "nº Prandtl del O<sub>2</sub>"

$Pr_{\text{GC}} = Pr_{\text{CO}_2} \cdot 0,121429411 + Pr_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + Pr_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + Pr_{\text{N}_2} \cdot (0,000348002 + 0,730047188) + Pr_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241$  "nº Prandtl de los gases de combustión"

$Nusselt\_D_{\text{int}} = 0,023 \cdot Re_{\text{int}}^{(4/5)} \cdot Pr_{\text{GC}}^{0,3}$  "nº de Nusselt de los GC en el interior de los tubos"

$k_{\text{CO}_2} = \text{Conductivity}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "cálculo de la conductividad del CO<sub>2</sub>; W/m K"

$k_{\text{SO}_2} = \text{Conductivity}(\text{SulfurDioxide}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "cálculo de la conductividad del SO<sub>2</sub>; W/m K"

$k_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Conductivity}(\text{Steam}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "cálculo de la conductividad del vapor de agua; W/m K"

$k_{\text{N}_2} = \text{Conductivity}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "cálculo de la conductividad del N<sub>2</sub>; W/m K"

$k_{\text{O}_2} = \text{Conductivity}(\text{Oxygen}; T = T_{\text{med\_GC}}; P = P_{\text{cald}})$  "cálculo de la conductividad del O<sub>2</sub>; W/m K"

$k_{\text{GC}} = k_{\text{CO}_2} \cdot 0,121429411 + k_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + k_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + k_{\text{N}_2} \cdot (0,000348002 + 0,730047188) + k_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241$  "cálculo de la conductividad de los gases de combustión"

$Nusselt\_D_{\text{int}} = h_{\text{conv\_int}} \cdot D_{\text{tubos\_int}} / k_{\text{GC}}$  "ecuación de cálculo del coeficiente de convección de los GC por el interior de los tubos"



*"cálculo del coeficiente de convección en el lado agua"*

Pr\_agua=Prandtl(Water;T=T\_med\_agua;P=P\_cald) *"nº Prandtl del agua"*

Pr\_s=Prandtl(Water;T=T\_sup\_tubos;P=P\_cald) *"nº Prandtl del agua a la temperatura de la superficie de los tubos"*

T\_sup\_tubos=T\_med\_agua *"temperatura media de la superficie de los tubos; °C"*

h\_agua\_60=Enthalpy(Water;T=60;P=P\_cald) *"entalpía del agua a 60 °C; KJ/Kg"*

h\_agua\_130=Enthalpy(Water;T=130;P=P\_cald) *"entalpía del agua a 130 °C; KJ/Kg"*

500=m\_agua\*(h\_agua\_130-h\_agua\_60) *"cálculo del flujo másico del agua que circula por la caldera"*

rho\_agua=Density(Water;T=T\_med\_agua;P=P\_cald) *"densidad del agua; Kg/m3"*

T\_med\_agua=(1/2)\*(T\_ent\_agua+130) *"temperatura a la que se deben obtener las propiedades para el cálculo del coeficiente de convección; °C"*

m\_agua=rho\_agua\*(S\_T-D\_tubos\_ext)\*N\_T\*I\_tubos\_1\*V\_agua\_max *"cálculo de la velocidad máxima del agua a su paso por el banco de tubos; m/s"*

S\_T=64,02/1000 *"distancia media entre dos tubos en dirección transversal al flujo; m"*

N\_T=11 *"nº de tubos en dirección transversal al flujo"*

I\_tubos\_1=1,66319 *"longitud de los tubos del primer paso del intercambiador; m"*

D\_tubos\_ext=60,3/1000 *"diámetro exterior de los tubos del intercambiador; m"*

Re\_ext=rho\_agua\*V\_agua\_max\*D\_tubos\_ext/mu\_agua *"nº de Reynolds del lado agua"*

mu\_agua=Viscosity(Water;T=T\_med\_agua;P=P\_cald) *"viscosidad del agua; Kg/m s"*

Nusselt\_D\_ext=C\_2\_conv\*C\_conv\*Re\_ext\*m\_conv\*Pr\_agua^(0,36)\*(Pr\_agua/Pr\_s)^(1/4) *"nº de Nusselt del lado agua"*

C\_conv=0,27 *"coeficiente C para el cálculo del nº de Nusselt"*

C\_2\_conv=0,95 *"coeficiente C2 para el cálculo del nº de Nusselt"*

m\_conv=0,63 *"coeficiente m del exponente de Reynolds para el cálculo del nº Nusselt"*

Nusselt\_D\_ext=h\_conv\_ext\*D\_tubos\_ext/k\_agua *"ecuación de cálculo del coeficiente de convección del lado agua"*

k\_agua=Conductivity(Water;T=T\_med\_agua;P=P\_cald) *"cálculo de la conductividad del agua; W/m K"*

*"cálculo de las áreas de intercambio"*

I\_tubos\_2=2,248 *"longitud de los tubos del segundo paso del intercambiador; m"*

N\_1=33 *"número de tubos del primer paso del intercambiador"*

N\_2=38 *"número de tubos del segundo paso del intercambiador"*

A\_ext\_1=n\_pi\*D\_tubos\_ext\*I\_tubos\_1\*N\_1 *"área de intercambio exterior del primer paso por los tubos; m2"*

A\_int\_1=n\_pi\*D\_tubos\_int\*I\_tubos\_1\*N\_1 *"área de intercambio interior del primer paso por los tubos; m2"*

A\_ext\_2=n\_pi\*D\_tubos\_ext\*I\_tubos\_2\*N\_2 *"área de intercambio exterior del segundo paso por los tubos; m2"*

A\_int\_2=n\_pi\*D\_tubos\_int\*I\_tubos\_2\*N\_2 *"área de intercambio interior del segundo paso por los tubos; m2"*

*"cálculo de la resistencia térmica de conducción de los tubos del intercambiador"*

R\_cond\_1=ln(D\_tubos\_ext/D\_tubos\_int)/(2\*n\_pi\*k\_acero\*I\_tubos\_1) *"resistencia térmica de conducción del primer paso por tubos del intercambiador; K/W"*

R\_cond\_2=ln(D\_tubos\_ext/D\_tubos\_int)/(2\*n\_pi\*k\_acero\*I\_tubos\_2) *"resistencia térmica de conducción del segundo paso por tubos del intercambiador; K/W"*

k\_acero=48 *"conductividad de los tubos de acero del intercambiador; W/m K"*

*"estudio del intercambiador de calor por el método E-NTU"*

*"cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador de calor"*

1/UA\_1=1/(h\_conv\_ext\*A\_ext\_1)+R\_cond\_1+1/(h\_conv\_int\*A\_int\_1) *"ecuación de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el primer paso"*

1/UA\_2=1/(h\_conv\_ext\*A\_ext\_2)+R\_cond\_2+1/(h\_conv\_int\*A\_int\_2) *"ecuación de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el segundo paso"*

c\_p\_agua=Cp(Water;T=T\_med\_agua;P=P\_cald) *"calor específico del agua; kW/Kg K"*

C\_ext=c\_p\_agua\*m\_agua *"Cf, Cmax; kW/K"*

c\_p\_GC\_2=0,22239\*c\_p\_CO2\_2+0,00035\*c\_p\_SO2\_2+0,06018\*c\_p\_H2O\_2+(0,00041+0,67359)\*c\_p\_N2\_2+0,04308\*c\_p\_O2\_2 *"calor específico del gas; KJ/Kg K"*

c\_p\_CO2\_2=Cp(CarbonDioxide;T=T\_med\_GC;P=P\_cald) *"calor específico del CO2; KJ/Kg K"*

$c_{p\_SO2\_2}=Cp(\text{SulfurDioxide};T=T\_med\_GC;P=P\_cald)$  "calor específico del dióxido de azufre; KJ/Kg K"

$c_{p\_H2O\_2}=Cp(\text{Steam};T=T\_med\_GC;P=P\_cald)$  "calor específico del vapor de agua; KJ/Kg K"

$c_{p\_O2\_2}=Cp(\text{Oxygen};T=T\_med\_GC;P=P\_cald)$  "calor específico del oxígeno; KJ/Kg K"

$c_{p\_N2\_2}=Cp(\text{Nitrogen};T=T\_med\_GC;P=P\_cald)$  "calor específico del nitrógeno; KJ/Kg K"

$C_{int}=c_{p\_GC\_2}*8,6296*m_{comb}/3600$  "Cc, Cmin; kW/K"

"cálculo de la eficiencia del intercambiador de calor"

$NTU\_1=UA\_1/(C_{int}*1000)$  "coeficiente NTU del método E-NTU para el primer paso por tubos del intercambiador"

$NTU\_2=UA\_2/(C_{int}*1000)$  "coeficiente NTU del método E-NTU para el segundo paso por tubos del intercambiador"

$C_r=C_{int}/C_{ext}$  "coeficiente Cr del método E-NTU"

$\epsilon_{1,2}=2*(1+C_r+(1+C_r^2)^{(1/2)}*((1+\exp(-NTU\_1*(1+C_r^2)^{(1/2)}))/(1-\exp(-NTU\_1*(1+C_r^2)^{(1/2)})))^{(-1)})$  "eficiencia del método E-NTU para el primer paso"

$\epsilon_{2,2}=2*(1+C_r+(1+C_r^2)^{(1/2)}*((1+\exp(-NTU\_2*(1+C_r^2)^{(1/2)}))/(1-\exp(-NTU\_2*(1+C_r^2)^{(1/2)})))^{(-1)})$  "eficiencia del método E-NTU para el segundo paso"

"cálculo del posible calor máximo intercambiado en el intercambiador de calor"

$Q_{rad}/1000=m_{agua}*c_{p\_agua}*(T_{ent\_agua}-T_{agua})$  "ecuación de cálculo de la temperatura del agua a la entrada del intercambiador de calor; °C"

$q_{max\_1}=C_{int}*(T_{sal\_GC}-T_{ent\_agua})$  "ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor; kW"

$\epsilon_{1,1}=q_1/q_{max\_1}$  "ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor; kW"

$q_1=C_{ext}*(T_{sal\_agua\_1}-T_{ent\_agua})$  "temperatura del agua a la salida del primer paso por tubos del intercambiador de calor; °C"

$q_1=C_{int}*(T_{sal\_GC}-T_{ent\_GC\_2})$  "temperatura de los GC a la entrada del segundo paso por tubos del intercambiador de calor; °C"

$q_{max\_2}=C_{int}*(T_{ent\_GC\_2}-T_{sal\_agua\_1})$  "ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor; kW"

$\epsilon_{2,2}=q_2/q_{max\_2}$  "ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor; kW"

$q_2=C_{ext}*(T_{sal\_agua}-T_{sal\_agua\_1})$  "temperatura del agua a la salida de la caldera; °C"

$q_2=C_{int}*(T_{ent\_GC\_2}-T_{sal\_humos})$  "temperatura de los GC o humos a la salida de la caldera; °C"

"cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor"

$Q_{total}=Q_{rad}/1000+q_1+q_2$  "calor total o potencia total cedida por la caldera; kW"

"información de los humos"

"salida de la cámara de combustión-entrada al primer paso por tubos del intercambiador de calor"

$v_{CO2\_1}=Volume(\text{CarbonDioxide};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})*1,91913*m_{comb}$  "volumen del dióxido de carbono a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{SO2\_1}=Volume(\text{SulfurDioxide};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})*0,00300*m_{comb}$  "volumen del dióxido de azufre a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{H2O\_1}=Volume(\text{Steam};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})*0,51930*m_{comb}$  "volumen del vapor de agua a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{N2\_1}=Volume(\text{Nitrogen};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})*(0,00350+5,81280)*m_{comb}$  "volumen del nitrógeno a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{O2\_1}=Volume(\text{Oxygen};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})*0,37177*m_{comb}$  "volumen del oxígeno a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{GC\_1}=v_{CO2\_1}+v_{SO2\_1}+v_{H2O\_1}+v_{N2\_1}+v_{O2\_1}$  "volumen de los GC a la salida de la cámara de combustión; m3/h"

$v_{GC\_1}/3600=vel_{GC\_1}*(N_{1,2}*n_{pi}*D_{tubos\_int}^2/4)$  "velocidad de los GC a la salida de la cámara de combustión-entrada al intercambiador de calor; m/s"

$\rho_{CO2\_1}=Density(\text{CarbonDioxide};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})$  "densidad del dióxido de carbono a la salida de la cámara de combustión; Kg/m3"

$\rho_{SO2\_1}=Density(\text{SulfurDioxide};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})$  "densidad del dióxido de azufre a la salida de la cámara de combustión; Kg/m3"

$\rho_{H2O\_1}=Density(\text{Steam};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})$  "densidad del vapor de agua a la salida de la cámara de combustión; Kg/m3"

$\rho_{N2\_1}=Density(\text{Nitrogen};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})$  "densidad del nitrógeno a la salida de la cámara de combustión; Kg/m3"

$\rho_{O2\_1}=Density(\text{Oxygen};T=T_{sal\_GC};P=P_{cald})$  "densidad del oxígeno a la salida de la cámara de combustión; Kg/m3"

$\rho_{GC\_1}=0,121429411*\rho_{CO2\_1}+0,000130501*\rho_{SO2\_1}+0,080318804*\rho_{H2O\_1}+(0,000348002+0,730047188)*\rho_{N2\_1}+0,067718241*\rho_{O2\_1}$

"salida del primer paso por tubos-entrada al segundo paso por tubos del intercambiador de calor"

$v_{CO2\_2}=Volume(\text{CarbonDioxide};T=T_{ent\_GC\_2};P=P_{cald})*1,91913*m_{comb}$  "volumen del dióxido de carbono tras el primer paso por tubos del intercambiador; m3/h"

$v_{SO2\_2}=Volume(\text{SulfurDioxide};T=T_{ent\_GC\_2};P=P_{cald})*0,00300*m_{comb}$  "volumen del dióxido de azufre tras el primer paso por tubos del intercambiador; m3/h"

$v_{H2O\_2}=Volume(\text{Steam};T=T_{ent\_GC\_2};P=P_{cald})*0,51930*m_{comb}$  "volumen del vapor de agua tras el primer paso por tubos del intercambiador; m3/h"

$v_{N2\_2}=Volume(\text{Nitrogen};T=T_{ent\_GC\_2};P=P_{cald})*(0,00350+5,81280)*m_{comb}$  "volumen del nitrógeno tras el primer paso por tubos del intercambiador; m3/h"

$v_{O2\_2}=Volume(\text{Oxygen};T=T_{ent\_GC\_2};P=P_{cald})*0,37177*m_{comb}$  "volumen del oxígeno tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; m3/h"

$v_{GC\_2}=v_{CO2\_2}+v_{SO2\_2}+v_{H2O\_2}+v_{N2\_2}+v_{O2\_2}$  "volumen de los GC tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; m3/h"



$v_{GC\_2}/3600=vel\_GC\_2*(N\_1*n\_pi*D\_tubos\_int^2/4)$  *"velocidad de los GC tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; m/s"*

$\rho_{CO2\_2}=Density(CarbonDioxide;T=T\_ent\_GC\_2;P=P\_cald)$  *"densidad del dióxido de carbono tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{SO2\_2}=Density(SulfurDioxide;T=T\_ent\_GC\_2;P=P\_cald)$  *"densidad del dióxido de azufre tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{H2O\_2}=Density(Steam;T=T\_ent\_GC\_2;P=P\_cald)$  *"densidad del vapor de agua tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{N2\_2}=Density(Nitrogen;T=T\_ent\_GC\_2;P=P\_cald)$  *"densidad del nitrógeno tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{O2\_2}=Density(Oxygen;T=T\_ent\_GC\_2;P=P\_cald)$  *"densidad del oxígeno tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{GC\_2}=0,121429411*\rho_{CO2\_2}+0,000130501*\rho_{SO2\_2}+0,080318804*\rho_{H2O\_2}+(0,000348002+0,730047188)*\rho_{N2\_2}+0,067718241*\rho_{O2\_2}$

*"salida del segundo paso por tubos del intercambiador de calor-entrada a la chimenea (o salida a la atmósfera)"*

$v_{CO2\_3}=Volume(CarbonDioxide;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)*1,91913*m\_comb$  *"volumen del dióxido de carbono a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{SO2\_3}=Volume(SulfurDioxide;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)*0,00300*m\_comb$  *"volumen del dióxido de azufre a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{H2O\_3}=Volume(Steam;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)*0,51930*m\_comb$  *"volumen del vapor de agua a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{N2\_3}=Volume(Nitrogen;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)*(0,00350+5,81280)*m\_comb$  *"volumen del nitrógeno a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{O2\_3}=Volume(Oxygen;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)*0,37177*m\_comb$  *"volumen del oxígeno a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{GC\_3}=v_{CO2\_3}+v_{SO2\_3}+v_{H2O\_3}+v_{N2\_3}+v_{O2\_3}$  *"volumen de los GC a la salida del intercambiador de calor; m3/h"*

$v_{GC\_3}/3600=vel\_GC\_3*(N\_2*n\_pi*D\_tubos\_int^2/4)$  *"velocidad de los GC a la salida del intercambiador de calor; m/s"*

$\rho_{CO2\_3}=Density(CarbonDioxide;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)$  *"densidad del dióxido de carbono a la salida del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{SO2\_3}=Density(SulfurDioxide;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)$  *"densidad del dióxido de azufre a la salida del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{H2O\_3}=Density(Steam;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)$  *"densidad del vapor de agua a la salida del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{N2\_3}=Density(Nitrogen;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)$  *"densidad del nitrógeno a la salida del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{O2\_3}=Density(Oxygen;T=T\_sal\_humos;P=P\_cald)$  *"densidad del oxígeno a la salida del intercambiador de calor; Kg/m3"*

$\rho_{GC\_3}=0,121429411*\rho_{CO2\_3}+0,000130501*\rho_{SO2\_3}+0,080318804*\rho_{H2O\_3}+(0,000348002+0,730047188)*\rho_{N2\_3}+0,067718241*\rho_{O2\_3}$

*"cálculo del rendimiento real de la caldera"*

$\eta_{real}=Q\_total/(PCI*m\_comb)$  *"cálculo del rendimiento real de la caldera"*

*"estudio de la caldera cuando está sucia"*

$R\_1\_e=0,01/A\_int\_1$  *"resistencia térmica de ensuciamiento para el primer paso por tubos del intercambiador de calor; K/W"*

$R\_2\_e=0,01/A\_int\_2$  *"resistencia térmica de ensuciamiento para el segundo paso por tubos del intercambiador de calor; K/W"*

$1/UA\_1\_sucio=1/(h\_conv\_ext*A\_ext\_1)+R\_cond\_1+R\_1\_e+1/(h\_conv\_int*A\_int\_1)$  *"ecuación de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con suciedad"*

$1/UA\_2\_sucio=1/(h\_conv\_ext*A\_ext\_2)+R\_cond\_2+R\_2\_e+1/(h\_conv\_int*A\_int\_2)$  *"ecuación de cálculo del coeficiente global de transferencia de calor con suciedad"*

$NTU\_1\_sucio=UA\_1\_sucio/(C\_int*1000)$  *"coeficiente NTU del método E-NTU para el primer paso por tubos del intercambiador con suciedad"*

$NTU\_2\_sucio=UA\_2\_sucio/(C\_int*1000)$  *"coeficiente NTU del método E-NTU para el segundo paso por tubos del intercambiador con suciedad"*

$\epsilonpsilon\_1\_sucio=2*(1+C\_r+(1+C\_r^2)^{1/2}*((1+\exp(-NTU\_1\_sucio*(1+C\_r^2)^{1/2}))/((1-\exp(-NTU\_1\_sucio*(1+C\_r^2)^{1/2}))))^{(-1)}$  *"eficiencia del método NTU para el primer paso con suciedad"*

$\epsilonpsilon\_2\_sucio=2*(1+C\_r+(1+C\_r^2)^{1/2}*((1+\exp(-NTU\_2\_sucio*(1+C\_r^2)^{1/2}))/((1-\exp(-NTU\_2\_sucio*(1+C\_r^2)^{1/2}))))^{(-1)}$  *"eficiencia del método NTU para el segundo paso con suciedad"*

$\epsilonpsilon\_1\_sucio=q\_1\_sucio/q\_max\_1\_sucio$  *"ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor con suciedad; kW"*

$q\_max\_1\_sucio=q\_max\_1$

$q\_1\_sucio=C\_ext*(T\_sal\_agua\_1\_sucio-T\_ent\_agua)$  *"temperatura del agua a la salida del primer paso por tubos del intercambiador de calor con suciedad"*

$q\_1\_sucio=C\_int*(T\_sal\_GC-T\_ent\_GC\_2\_sucio)$  *"temperatura de los GC a la entrada del segundo paso por tubos del intercambiador de calor con suciedad"*

$q\_max\_2\_sucio=C\_int*(T\_ent\_GC\_2\_sucio-T\_sal\_agua\_1\_sucio)$  *"ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor con suciedad"*

$\epsilonpsilon\_2\_sucio=q\_2\_sucio/q\_max\_2\_sucio$  *"ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor con suciedad; kW"*

$q\_2\_sucio=C\_ext*(T\_sal\_agua\_sucio-T\_sal\_agua\_1\_sucio)$  *"temperatura del agua a la salida de la caldera con suciedad; °C"*

$q\_2\_sucio=C\_int*(T\_ent\_GC\_2\_sucio-T\_sal\_humos\_sucio)$  *"temperatura de los GC o humos a la salida de la caldera con suciedad; °C"*

$Q\_total\_sucio=Q\_rad/1000+q\_1\_sucio+q\_2\_sucio$  *"calor total o potencia total cedida por la caldera con suciedad; kW"*

$\eta_{real\_sucio}=Q\_total\_sucio/(PCI*m\_comb)$  *"cálculo del rendimiento real de la caldera con suciedad"*

*constantes y datos geométricos*

$$\sigma = 5,670\text{E-}08 \text{ [W/m}^2\text{-K}^4\text{]} \text{ constante de Stefan-Boltzmann}$$

$$A_{\text{cam}} = 2 \cdot h_{\text{cam}} \cdot l_{\text{cam}} + 2 \cdot n_{\text{pi}} \cdot R_{\text{cam}} \cdot l_{\text{cam}} - 2 \cdot n_{\text{pi}} \cdot R_{\text{cam}} \cdot \frac{\theta}{360} \cdot l_{\text{cam}} \text{ área de intercambio de calor de la cámara de combustión}$$

$$C_{\text{cam}} = 2 \cdot R_{\text{cam}} \cdot \sin \left[ \frac{\theta}{2} \right]$$

$$n_{\text{pi}} = 3,142 \text{ número pi}$$

$$h_{\text{cam}} = 0,0865 \text{ altura de la parte rectangular de la cámara de combustión; m}$$

$$l_{\text{cam}} = 2,092 \text{ longitud de la cámara de combustión; m}$$

$$R_{\text{cam}} = 0,488 \text{ radio de la parte cilíndrica de la cámara de combustión; m}$$

$$C_{\text{cam}} = m_{\text{cam}} \text{ cuerda del círculo de la cámara de combustión; vista de perfil}$$

$$m_{\text{cam}} = 0,83847 \text{ anchura de la parte rectangular de la cámara de combustión; m}$$

$$\varepsilon_s = 0,0885 \text{ emisividad de la superficie de las paredes}$$

$$T_{\text{agua}} = 60 \text{ temperatura del agua a calentar que rodea la cámara de combustión; }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{ref}} = 273,2 \text{ [K]} \text{ temperatura de referencia; K}$$

$$T_{\text{aire}} = 25 \text{ temperatura del aire de entrada}$$

$$P_{\text{atm}} = 101,32 \text{ presión ambiental; kPa}$$

$$P_{\text{cald}} = 800 \text{ presión de la caldera de biomasa; kPa}$$

$$C_{p,GC} = 0,22239 \cdot c_{p,CO_2} + 0,00035 \cdot c_{p,SO_2} + [0,00041 + 0,67359] \cdot c_{p,N_2} + 0,04308 \cdot c_{p,O_2} + 0,06018 \cdot c_{p,H_2O} \quad \text{calor específico de los gases}$$

$$C_{p,CO_2} = \frac{Cp ['CarbonDioxide' ; T = T_{II} ; P = P_{cald}]}{4,18} \quad \text{calor específico del dióxido de carbono}$$

$$C_{p,SO_2} = \frac{Cp ['SulfurDioxide' ; T = T_{II} ; P = P_{cald}]}{4,18} \quad \text{calor específico del dióxido de azufre}$$

$$C_{p,H_2O} = \frac{Cp ['Steam' ; T = T_{II} ; P = P_{cald}]}{4,18} \quad \text{calor específico del vapor de agua}$$

$$C_{p,N_2} = \frac{Cp ['Nitrogen' ; T = T_{II} ; P = P_{cald}]}{4,18} \quad \text{calor específico del nitrógeno}$$

$$C_{p,O_2} = \frac{Cp ['Oxygen' ; T = T_{II} ; P = P_{cald}]}{4,18} \quad \text{calor específico del oxígeno}$$

$$h_i = h ['Steam' ; T = T_{II} ; P = 0,6345] \quad \text{entalpía del vapor del agua a la presión parcial; KJ/kg}$$

*cálculo de la temperatura de salida de los gases de combustión de la cámara de combustión*

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI - \left[ \frac{Q_{rad}}{1000} + Q_{conv} \right] = \frac{V_{GC}}{3600} \cdot h_{GC} \quad \text{ecuación de equilibrio energético en el interior de la cámara de combustión}$$

$$Q_{rad} = GS \cdot \sigma \cdot T_{GC}^4 - SG \cdot \sigma \cdot T_{sup}^4 \quad \text{calor intercambiado por radiación; W}$$

$$GS = \frac{A_{cam}}{\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1} \quad \text{superficie de intercambio de radiación gases-pared de la cámara de combustión}$$

$$SG = \frac{A_{cam}}{\frac{1}{\alpha_{gs}} + \frac{1}{\epsilon_s} - 1} \quad \text{superficie de intercambio de radiación pared de la cámara de combustión-pared}$$

$$D_{\text{tubos;int}} = \frac{53}{1000} \quad \text{diámetro interior de los tubos; m}$$

$$Pr_{\text{CO}_2} = \text{Pr} \left[ \text{'CarbonDioxide'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{nº Prandlt del CO}_2$$

$$Pr_{\text{SO}_2} = \text{Pr} \left[ \text{'SulfurDioxide'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{nº Prandlt del SO}_2$$

$$Pr_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Pr} \left[ \text{'Steam'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{nº Prandlt del vapor de agua}$$

$$Pr_{\text{N}_2} = \text{Pr} \left[ \text{'Nitrogen'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{nº Prandlt del N}_2$$

$$Pr_{\text{O}_2} = \text{Pr} \left[ \text{'Oxygen'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{nº Prandlt del O}_2$$

$$Pr_{\text{GC}} = Pr_{\text{CO}_2} \cdot 0,1214 + Pr_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + Pr_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + Pr_{\text{N}_2} \cdot [0,000348002 + 0,73] + Pr_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241 \quad \text{nº Prandlt del GC}$$

$$\text{Nusselt}_{D_{\text{int}}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{int}}^{[4 / 5]} \cdot Pr_{\text{GC}}^{0,3} \quad \text{nº de Nusselt de los GC en el interior de los tubos}$$

$$k_{\text{CO}_2} = \mathbf{k} \left[ \text{'CarbonDioxide'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{cálculo de la conductividad del CO}_2; \text{ W/m K}$$

$$k_{\text{SO}_2} = \mathbf{k} \left[ \text{'SulfurDioxide'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{cálculo de la conductividad del SO}_2; \text{ W/m K}$$

$$k_{\text{H}_2\text{O}} = \mathbf{k} \left[ \text{'Steam'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{cálculo de la conductividad del vapor de agua; W/m K}$$

$$k_{\text{N}_2} = \mathbf{k} \left[ \text{'Nitrogen'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{cálculo de la conductividad del N}_2; \text{ W/m K}$$

$$k_{\text{O}_2} = \mathbf{k} \left[ \text{'Oxygen'} ; T = T_{\text{med;GC}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{cálculo de la conductividad del O}_2; \text{ W/m K}$$

$$k_{\text{GC}} = k_{\text{CO}_2} \cdot 0,1214 + k_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,080318804 + k_{\text{SO}_2} \cdot 0,000130501 + k_{\text{N}_2} \cdot [0,000348002 + 0,73] + k_{\text{O}_2} \cdot 0,067718241 \quad \text{cálculo de la conductividad del GC}$$

$$\text{Nusselt}_{D_{\text{int}}} = h_{\text{conv;int}} \cdot \frac{D_{\text{tubos;int}}}{k_{\text{GC}}} \quad \text{ecuación de cálculo del coeficiente de convección de los GC por el interior de los tubos}$$

cálculo de las áreas de intercambio

$$l_{\text{tubos};2} = 2,248 \quad \text{longitud de los tubos del segundo paso del intercambiador; m}$$

$$N_1 = 33 \quad \text{número de tubos del primer paso del intercambiador}$$

$$N_2 = 38 \quad \text{número de tubos del segundo paso del intercambiador}$$

$$A_{\text{ext};1} = n_{\text{pi}} \cdot D_{\text{tubos};\text{ext}} \cdot l_{\text{tubos};1} \cdot N_1 \quad \text{área de intercambio exterior del primer paso por los tubos; m}^2$$

$$A_{\text{int};1} = n_{\text{pi}} \cdot D_{\text{tubos};\text{int}} \cdot l_{\text{tubos};1} \cdot N_1 \quad \text{área de intercambio interior del primer paso por los tubos; m}^2$$

$$A_{\text{ext};2} = n_{\text{pi}} \cdot D_{\text{tubos};\text{ext}} \cdot l_{\text{tubos};2} \cdot N_2 \quad \text{área de intercambio exterior del segundo paso por los tubos; m}^2$$

$$A_{\text{int};2} = n_{\text{pi}} \cdot D_{\text{tubos};\text{int}} \cdot l_{\text{tubos};2} \cdot N_2 \quad \text{área de intercambio interior del segundo paso por los tubos; m}^2$$

cálculo de la resistencia térmica de conducción de los tubos del intercambiador

$$R_{\text{cond};1} = \frac{\ln \left[ \frac{D_{\text{tubos};\text{ext}}}{D_{\text{tubos};\text{int}}} \right]}{2 \cdot n_{\text{pi}} \cdot k_{\text{acero}} \cdot l_{\text{tubos};1}} \quad \text{resistencia térmica de conducción del primer paso por tubos del intercambiador; K/W}$$

$$R_{\text{cond};2} = \frac{\ln \left[ \frac{D_{\text{tubos};\text{ext}}}{D_{\text{tubos};\text{int}}} \right]}{2 \cdot n_{\text{pi}} \cdot k_{\text{acero}} \cdot l_{\text{tubos};2}} \quad \text{resistencia térmica de conducción del segundo paso por tubos del intercambiador; K/W}$$

$$k_{\text{acero}} = 48 \quad \text{conductividad de los tubos de acero del intercambiador; W/m K}$$

estudio del intercambiador de calor por el método E-NTU

cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en el intercambiador de calor

$$q_{\max;1} = C_{\text{int}} \cdot [T_{\text{sal;GC}} - T_{\text{ent;agua}}] \quad \text{ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor; kW}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{q_1}{q_{\max;1}} \quad \text{ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor; kW}$$

$$q_1 = C_{\text{ext}} \cdot [T_{\text{sal;agua;1}} - T_{\text{ent;agua}}] \quad \text{temperatura del agua a la salida del primer paso por tubos del intercambiador de calor; °C}$$

$$q_1 = C_{\text{int}} \cdot [T_{\text{sal;GC}} - T_{\text{ent;GC;2}}] \quad \text{temperatura de los GC a la entrada del segundo paso por tubos del intercambiador de calor; °C}$$

$$q_{\max;2} = C_{\text{int}} \cdot [T_{\text{ent;GC;2}} - T_{\text{sal;agua;1}}] \quad \text{ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor; kW}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{q_2}{q_{\max;2}} \quad \text{ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor; kW}$$

$$q_2 = C_{\text{ext}} \cdot [T_{\text{sal;agua}} - T_{\text{sal;agua;1}}] \quad \text{temperatura del agua a la salida de la caldera; °C}$$

$$q_2 = C_{\text{int}} \cdot [T_{\text{ent;GC;2}} - T_{\text{sal;humos}}] \quad \text{temperatura de los GC o humos a la salida de la caldera; °C}$$

*cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor*

$$Q_{\text{total}} = \frac{Q_{\text{rad}}}{1000} + q_1 + q_2 \quad \text{calor total o potencia total cedida por la caldera; kW}$$

*información de los humos*

*salida de la cámara de combustión-entrada al primer paso por tubos del intercambiador de calor*

$$V_{\text{CO}_2;1} = v [ \text{'CarbonDioxide'} ; T = T_{\text{sal;GC}} ; P = P_{\text{cald}} ] \cdot 1,91913 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del dióxido de carbono a la salida de la cámara de combustión; m³}$$

$$V_{\text{SO}_2;1} = v [ \text{'SulfurDioxide'} ; T = T_{\text{sal;GC}} ; P = P_{\text{cald}} ] \cdot 0,003 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del dióxido de azufre a la salida de la cámara de combustión; m³}$$

$$\rho_{O_2;2} = \rho \left[ \text{'Oxygen'} ; T = T_{\text{ent;GC;2}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{densidad del oxígeno tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$\rho_{GC;2} = 0,1214 \cdot \rho_{CO_2;2} + 0,000130501 \cdot \rho_{SO_2;2} + 0,080318804 \cdot \rho_{H_2O;2} + [0,000348002 + 0,73] \cdot \rho_{N_2;2} + 0,067718241 \cdot \rho_{O_2;2}$$

$$\text{densidad de los GC tras el primer paso por tubos del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$\text{salida del segundo paso por tubos del intercambiador de calor-entrada a la chimenea (o salida a la atmósfera)}$$

$$V_{CO_2;3} = v \left[ \text{'CarbonDioxide'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \cdot 1,91913 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del dióxido de carbono a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$V_{SO_2;3} = v \left[ \text{'SulfurDioxide'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \cdot 0,003 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del dióxido de azufre a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$V_{H_2O;3} = v \left[ \text{'Steam'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \cdot 0,5193 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del vapor de agua a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$V_{N_2;3} = v \left[ \text{'Nitrogen'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \cdot [0,0035 + 5,8128] \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del nitrógeno a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$V_{O_2;3} = v \left[ \text{'Oxygen'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \cdot 0,37177 \cdot m_{\text{comb}} \quad \text{volumen del oxígeno a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$V_{GC;3} = V_{CO_2;3} + V_{SO_2;3} + V_{H_2O;3} + V_{N_2;3} + V_{O_2;3} \quad \text{volumen de los GC a la salida del intercambiador de calor; m}^3/\text{h}$$

$$\frac{V_{GC;3}}{3600} = v_{GC;3} \cdot N_2 \cdot n_{pi} \cdot \frac{D_{\text{tubos;int}}^2}{4} \quad \text{velocidad de los GC a la salida del intercambiador de calor; m/s}$$

$$\rho_{CO_2;3} = \rho \left[ \text{'CarbonDioxide'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{densidad del dióxido de carbono a la salida del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$\rho_{SO_2;3} = \rho \left[ \text{'SulfurDioxide'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{densidad del dióxido de azufre a la salida del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$\rho_{H_2O;3} = \rho \left[ \text{'Steam'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{densidad del vapor de agua a la salida del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$\rho_{N_2;3} = \rho \left[ \text{'Nitrogen'} ; T = T_{\text{sal;humos}} ; P = P_{\text{cald}} \right] \quad \text{densidad del nitrógeno a la salida del intercambiador de calor; Kg/m}^3$$

$$q_{1;sucio} = C_{ext} \cdot [T_{sal;agua;1;sucio} - T_{ent;agua}] \quad \text{temperatura del agua a la salida del primer paso por tubos del intercambiador de calor con suciedad}$$

$$q_{1;sucio} = C_{int} \cdot [T_{sal;GC} - T_{ent;GC;2;sucio}] \quad \text{temperatura de los GC a la entrada del segundo paso por tubos del intercambiador de calor con suciedad}$$

$$q_{max;2;sucio} = C_{int} \cdot [T_{ent;GC;2;sucio} - T_{sal;agua;1;sucio}] \quad \text{ecuación de cálculo del calor máximo que puede intercambiarse en el intercambiador de calor con suciedad}$$

$$\epsilon_{2;sucio} = \frac{q_{2;sucio}}{q_{max;2;sucio}} \quad \text{ecuación de cálculo del calor real intercambiado en el intercambiador de calor con suciedad; kW}$$

$$q_{2;sucio} = C_{ext} \cdot [T_{sal;agua;sucio} - T_{sal;agua;1;sucio}] \quad \text{temperatura del agua a la salida de la caldera con suciedad; °C}$$

$$q_{2;sucio} = C_{int} \cdot [T_{ent;GC;2;sucio} - T_{sal;humos;sucio}] \quad \text{temperatura de los GC o humos a la salida de la caldera con suciedad; °C}$$

$$Q_{total;sucio} = \frac{Q_{rad}}{1000} + q_{1;sucio} + q_{2;sucio} \quad \text{calor total o potencia total cedida por la caldera con suciedad; kW}$$

$$\eta_{real;sucio} = \frac{Q_{total;sucio}}{PCI \cdot m_{comb}} \quad \text{cálculo del rendimiento real de la caldera con suciedad}$$



### **8.5.- Resultados obtenidos mediante el software EES.**

Se muestran los resultados devueltos por el software EES tras la implementación de las ecuaciones para el estudio de la caldera. Debe aclararse que a pesar de que el programa detecta problemas con las unidades, tales problemas no existen. Como se ha podido observar en el subapartado anterior, tras todas las ecuaciones aparece un pequeño texto aclaratorio de que significa o para que se ha implementado cada fórmula incluyendo al final del texto las unidades en que se obtendrán los resultados. A diferencia de la implementación de las ecuaciones en este punto si se adjuntan los resultados de los tres combustibles, ya que los valores, tal y como se ha visto a lo largo de todo el documento, son diferentes para cada uno de ellos.

## SOLUTION

## Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\alpha_{gs} = 0,7469$	$A_{cam} = 4,666$
$A_{ext,1} = 10,4$	$A_{ext,2} = 16,18$
$A_{int,1} = 9,139$	$A_{int,2} = 14,22$
$C = 0,5222$	$C_{2,conv} = 0,95$
$C_{cam} = 0,8385$	$C_{conv} = 0,27$
$C_{ext} = 7,171$	$C_{int} = 0,3756$
$C_{p,agua} = 4,23$	$C_{p,aire} = 1,007$
$C_{p,CO2} = 0,3275$	$C_{p,CO2,2} = 1,188$
$C_{p,GC} = 0,3348$	$C_{p,GC,2} = 1,214$
$C_{p,H2O} = 0,6775$	$C_{p,H2O,2} = 2,201$
$C_{p,N2} = 0,3068$	$C_{p,N2,2} = 1,134$
$C_{p,O2} = 0,2722$	$C_{p,O2,2} = 1,06$
$C_{p,SO2} = 0,2173$	$C_{p,SO2,2} = 0,8312$
$C_r = 0,05238$	$D_{tubos,ext} = 0,0603$
$D_{tubos,int} = 0,053$	$\varepsilon_1 = 0,4966$
$\varepsilon_{1,sucio} = 0,4146$	$\varepsilon_2 = 0,6483$
$\varepsilon_{2,sucio} = 0,5595$	$\varepsilon_g = 0,5232$
$\varepsilon_s = 0,0885$	$\eta_{cald} = 0,88$
$\eta_{real} = 0,8406$	$\eta_{real,sucio} = 0,7967$
$GS = 0,3821$	$H = 0,06794$
$h_{agua,130} = 546,8$	$h_{agua,60} = 251,8$
$h_{cam} = 0,0865$	$h_{conv,ext} = 800,8$
$h_{conv,int} = 31,92$	$h_{GC} = 1482$
$i = 6510$	$k_{acero} = 48$
$k_{agua} = 0,668$	$k_{CO2} = 0,0599$
$k_{GC} = 0,06008$	$k_{H2O} = 0,07648$
$k_{N2} = 0,05782$	$k_{O2} = 0,06273$
$k_{SO2} = 1$	$l_{cam} = 2,092$
$l_{tubos,1} = 1,663$	$l_{tubos,2} = 2,248$
$M = 0,033$	$\mu_{agua} = 0,0002552$
$\mu_{CO2} = 0,00003654$	$\mu_{GC} = 0,00003705$
$\mu_{H2O} = 0,00003147$	$\mu_{N2} = 0,0000372$
$\mu_{O2} = 0,00004396$	$\mu_{SO2} = 0,00003364$
$m_{agua} = 1,695$	$m_{cam} = 0,8385$
$m_{comb} = 123,3$	$m_{conv} = 0,63$
$N = 0,00272$	$NTU_1 = 0,6995$
$NTU_{1,sucio} = 0,5433$	$NTU_2 = 1,078$
$NTU_{2,sucio} = 0,839$	$Nusselt_{D,ext} = 72,29$
$Nusselt_{D,int} = 28,16$	$N_1 = 33$
$N_2 = 38$	$n_{aire} = 0,2$
$n_{pi} = 3,142$	$N_T = 11$
$O = 0,4071$	$PCI = 4,609$
$Pr_{agua} = 1,616$	$Pr_{CO2} = 0,7245$
$Pr_{GC} = 0,7457$	$Pr_{H2O} = 0,9056$
$Pr_{N2} = 0,7295$	$Pr_{O2} = 0,7427$
$Pr_s = 1,616$	$Pr_{SO2} = 0,02796$
$P_{atm} = 101,3$	$P_{cald} = 800$
$P_{util} = 500$	$q_1 = 162,6$
$q_{1,sucio} = 135,8$	$q_2 = 101,4$
$q_{2,sucio} = 103,3$	$Q_{conv} = 0$
$Q_{ent} = 4027$	$q_{max,1} = 327,5$
$q_{max,1,sucio} = 327,5$	$q_{max,2} = 156,3$
$q_{max,2,sucio} = 184,6$	$Q_{rad} = 213608$
$Q_{total} = 477,6$	$Q_{total,sucio} = 452,7$
$Re_{ext} = 5885$	$Re_{int} = 8084$
$p_{agua} = 951,4$	$p_{CO2} = 5,012$
$p_{CO2,1} = 3,423$	$p_{CO2,2} = 5,277$
$p_{CO2,3} = 7,994$	$p_{GC} = 3,324$
$p_{GC,1} = 2,272$	$p_{GC,2} = 3,499$

$\rho_{GC,3} = 5,285$	$\rho_{H2O} = 2,063$
$\rho_{H2O,1} = 1,405$	$\rho_{H2O,2} = 2,173$
$\rho_{H2O,3} = 3,348$	$\rho_{N2} = 3,184$
$\rho_{N2,1} = 2,178$	$\rho_{N2,2} = 3,351$
$\rho_{N2,3} = 5,05$	$\rho_{O2} = 3,64$
$\rho_{O2,1} = 2,489$	$\rho_{O2,2} = 3,831$
$\rho_{O2,3} = 5,778$	$\rho_{SO2} = 7,313$
$\rho_{SO2,1} = 4,984$	$\rho_{SO2,2} = 7,704$
$\rho_{SO2,3} = 11,78$	$R_{1,e} = 0,001094$
$R_{2,e} = 0,0007031$	$R_{cam} = 0,488$
$R_{cond,1} = 0,0002573$	$R_{cond,2} = 0,0001903$
$S = 0,000062$	$SG = 0,4009$
$\sigma = 5,670E-08$ [W/m <sup>2</sup> -K <sup>4</sup> ]	$ST = 0,06402$
$\theta = 118,4$	$T_{agua} = 60$
$T_{aire} = 25$	$T_{ent,agua} = 89,79$
$T_{ent,GC,2} = 528,7$	$T_{ent,GC,2,sucio} = 600,2$
$T_{GC} = 1773$	$T_{il} = 1699$
$T_{med,agua} = 109,9$	$T_{med,GC} = 570,9$
$T_{ref} = 273,2$ [K]	$T_{sal,agua} = 126,6$
$T_{sal,agua,1} = 112,5$	$T_{sal,agua,1,sucio} = 108,7$
$T_{sal,agua,sucio} = 123,1$	$T_{sal,GC} = 961,7$
$T_{sal,humos} = 258,8$	$T_{sal,humos,sucio} = 325,2$
$T_{sup} = 333,2$	$T_{sup,tubos} = 109,9$
$UA_1 = 262,8$	$UA_{1,sucio} = 204,1$
$UA_2 = 404,8$	$UA_{2,sucio} = 315,1$
$vel_{GC,1} = 1,863$	$vel_{GC,2} = 1,21$
$vel_{GC,3} = 0,6948$	$vol_{GC} = 6,988$
$V_{agua,max} = 0,02618$	$V_{aire} = 6,117$
$vc_{O2,1} = 68,97$	$vc_{O2,2} = 44,74$
$vc_{O2,3} = 29,53$	$V_{GC} = 861,5$
$v_{GC,1} = 488,2$	$v_{GC,2} = 317$
$v_{GC,3} = 209,7$	$v_{H2O,1} = 53,67$
$v_{H2O,2} = 34,69$	$v_{H2O,3} = 22,51$
$V_{max} = 1,7$	$v_{N2,1} = 346,4$
$v_{N2,2} = 225,1$	$v_{N2,3} = 149,4$
$v_{O2,1} = 19,18$	$v_{O2,2} = 12,46$
$v_{O2,3} = 8,263$	$v_{SO2,1} = 0,002968$
$v_{SO2,2} = 0,00192$	$v_{SO2,3} = 0,001256$

67 potential unit problems were detected.

## SOLUTION

## Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\alpha_{gs} = 0,6658$	$A_{cam} = 4,666$
$A_{ext,1} = 10,4$	$A_{ext,2} = 16,18$
$A_{int,1} = 9,139$	$A_{int,2} = 14,22$
$C = 0,5079$	$C_{2,conv} = 0,95$
$C_{cam} = 0,8385$	$C_{conv} = 0,27$
$C_{ext} = 7,194$	$C_{int} = 0,3011$
$C_{p,agua} = 4,244$	$C_{p,aire} = 1,007$
$C_{p,CO_2} = 0,3315$	$C_{p,CO_2,2} = 1,159$
$C_{p,GC} = 0,3387$	$C_{p,GC,2} = 1,189$
$C_{p,H_2O} = 0,7024$	$C_{p,H_2O,2} = 2,158$
$C_{p,N_2} = 0,3107$	$C_{p,N_2,2} = 1,116$
$C_{p,O_2} = 0,273$	$C_{p,O_2,2} = 1,045$
$C_{p,SO_2} = 0,2191$	$C_{p,SO_2,2} = 0,8172$
$C_r = 0,04186$	$D_{tubos,ext} = 0,0603$
$D_{tubos,int} = 0,053$	$\varepsilon_1 = 0,5909$
$\varepsilon_{1,sucio} = 0,4988$	$\varepsilon_2 = 0,7427$
$\varepsilon_{2,sucio} = 0,6522$	$\varepsilon_g = 0,4619$
$\varepsilon_s = 0,0885$	$\eta_{cald} = 0,88$
$\eta_{real} = 0,9079$	$\eta_{real,sucio} = 0,884$
$GS = 0,3744$	$H = 0,0595$
$h_{agua,130} = 546,8$	$h_{agua,60} = 251,8$
$h_{cam} = 0,0865$	$h_{conv,ext} = 819,3$
$h_{conv,int} = 33,5$	$h_{GC} = 1224$
$i = 7416$	$K_{acero} = 48$
$k_{agua} = 0,6692$	$k_{CO_2} = 0,05442$
$k_{GC} = 0,0554$	$k_{H_2O} = 0,06673$
$k_{N_2} = 0,05394$	$k_{O_2} = 0,05821$
$k_{SO_2} = 1$	$l_{cam} = 2,092$
$l_{tubos,1} = 1,663$	$l_{tubos,2} = 2,248$
$M = 0,1312$	$\mu_{agua} = 0,0002366$
$\mu_{CO_2} = 0,00003403$	$\mu_{GC} = 0,00003472$
$\mu_{H_2O} = 0,00002835$	$\mu_{N_2} = 0,00003494$
$\mu_{O_2} = 0,00004125$	$\mu_{SO_2} = 0,00003115$
$m_{agua} = 1,695$	$m_{cam} = 0,8385$
$m_{comb} = 108,6$	$m_{conv} = 0,63$
$N = 0,0048$	$NTU_1 = 0,9122$
$NTU_{1,sucio} = 0,7014$	$NTU_2 = 1,405$
$NTU_{2,sucio} = 1,083$	$Nusselt_{D,ext} = 73,82$
$Nusselt_{D,int} = 32,05$	$N_1 = 33$
$N_2 = 38$	$n_{aire} = 0,2$
$n_{pi} = 3,142$	$N_T = 11$
$O = 0,4274$	$PCI = 5,23$
$Pr_{agua} = 1,5$	$Pr_{CO_2} = 0,7249$
$Pr_{GC} = 0,7405$	$Pr_{H_2O} = 0,9169$
$Pr_{N_2} = 0,7228$	$Pr_{O_2} = 0,7403$
$Pr_s = 1,5$	$Pr_{SO_2} = 0,02544$
$P_{atm} = 101,3$	$P_{cald} = 800$
$P_{util} = 500$	$q_1 = 125,1$
$q_{1,sucio} = 105,6$	$q_2 = 60,42$
$q_{2,sucio} = 66,31$	$Q_{conv} = 0$
$Q_{ent} = 4622$	$q_{max,1} = 211,7$
$q_{max,1,sucio} = 211,7$	$q_{max,2} = 81,35$
$q_{max,2,sucio} = 101,7$	$Q_{rad} = 330367$
$Q_{total} = 515,9$	$Q_{total,sucio} = 502,3$
$Re_{ext} = 6348$	$Re_{int} = 9529$
$p_{agua} = 945,1$	$p_{CO_2} = 5,514$
$p_{CO_2,1} = 3,907$	$p_{CO_2,2} = 6,357$
$p_{CO_2,3} = 9,161$	$p_{GC} = 3,672$
$p_{GC,1} = 2,605$	$p_{GC,2} = 4,23$

$p_{GC,3} = 6,074$   
 $p_{H2O,1} = 1,604$   
 $p_{H2O,3} = 3,908$   
 $p_{N2,1} = 2,484$   
 $p_{N2,3} = 5,767$   
 $p_{O2,1} = 2,84$   
 $p_{O2,3} = 6,6$   
 $p_{SO2,1} = 5,691$   
 $p_{SO2,3} = 13,6$   
 $R_{2,e} = 0,0007031$   
 $R_{cond,1} = 0,0002573$   
 $S = 0,0004$   
 $\sigma = 5,670E-08$  [W/m<sup>2</sup>-K<sup>4</sup>]  
 $\theta = 118,4$   
 $T_{aire} = 25$   
 $T_{ent,GC,2} = 393,5$   
 $T_{GC} = 1987$   
 $T_{med,agua} = 118$   
 $T_{ref} = 273,2$  [K]  
 $T_{sal,agua,1} = 123,3$   
 $T_{sal,agua,sucio} = 129,8$   
 $T_{sal,humos} = 192,8$   
 $T_{sup} = 333,2$   
 $UA_1 = 274,7$   
 $UA_2 = 422,9$   
 $vel_{GC,1} = 1,329$   
 $vel_{GC,3} = 0,4938$   
 $V_{agua,max} = 0,02635$   
 $vc_{O2,1} = 51,79$   
 $vc_{O2,3} = 22,09$   
 $vg_{C,1} = 348,2$   
 $vg_{C,3} = 149$   
 $vh_{2O,2} = 22,13$   
 $V_{max} = 1,7$   
 $vn_{2,2} = 151,8$   
 $vo_{2,1} = 14,01$   
 $vo_{2,3} = 6,027$   
 $vs_{O2,2} = 0,009339$

$p_{H2O} = 2,272$   
 $p_{H2O,2} = 2,629$   
 $p_{N2} = 3,5$   
 $p_{N2,2} = 4,03$   
 $p_{O2} = 4,002$   
 $p_{O2,2} = 4,608$   
 $p_{SO2} = 8,054$   
 $p_{SO2,2} = 9,306$   
 $R_{1,e} = 0,001094$   
 $R_{cam} = 0,488$   
 $R_{cond,2} = 0,0001903$   
 $SG = 0,3954$   
 $ST = 0,06402$   
 $T_{agua} = 60$   
 $T_{ent,agua} = 105,9$   
 $T_{ent,GC,2,sucio} = 458,3$   
 $T_{il} = 2014$   
 $T_{med,GC} = 494,5$   
 $T_{sal,agua} = 131,7$   
 $T_{sal,agua,1,sucio} = 120,6$   
 $T_{sal,GC} = 808,9$   
 $T_{sal,humos,sucio} = 238$   
 $T_{sup,tubos} = 118$   
 $UA_{1,sucio} = 211,2$   
 $UA_{2,sucio} = 326$   
 $vel_{GC,2} = 0,8178$   
 $vol_{GC} = 6,437$   
 $V_{aire} = 5,614$   
 $vc_{O2,2} = 31,83$   
 $vg_{C} = 699,3$   
 $vg_{C,2} = 214,4$   
 $vh_{2O,1} = 36,26$   
 $vh_{2O,3} = 14,89$   
 $vn_{2,1} = 246,1$   
 $vn_{2,3} = 106$   
 $vo_{2,2} = 8,632$   
 $vs_{O2,1} = 0,01527$   
 $vs_{O2,3} = 0,006392$

67 potential unit problems were detected.

## SOLUTION

## Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$\alpha_{gs} = 0,5572$	$A_{cam} = 4,666$
$A_{ext,1} = 10,4$	$A_{ext,2} = 16,18$
$A_{int,1} = 9,139$	$A_{int,2} = 14,22$
$C = 0,5234$	$C_{2,conv} = 0,95$
$C_{cam} = 0,8385$	$C_{conv} = 0,27$
$C_{ext} = 7,196$	$C_{int} = 0,2895$
$C_{p,agua} = 4,245$	$C_{p,aire} = 1,007$
$C_{p,CO2} = 0,3329$	$C_{p,CO2,2} = 1,155$
$C_{p,GC} = 0,339$	$C_{p,GC,2} = 1,182$
$C_{p,H2O} = 0,7113$	$C_{p,H2O,2} = 2,153$
$C_{p,N2} = 0,312$	$C_{p,N2,2} = 1,113$
$C_{p,O2} = 0,2732$	$C_{p,O2,2} = 1,042$
$C_{p,SO2} = 0,2198$	$C_{p,SO2,2} = 0,8151$
$C_r = 0,04023$	$D_{tubos,ext} = 0,0603$
$D_{tubos,int} = 0,053$	$\varepsilon_1 = 0,6082$
$\varepsilon_{1,sucio} = 0,5146$	$\varepsilon_2 = 0,7588$
$\varepsilon_{2,sucio} = 0,6688$	$\varepsilon_g = 0,3872$
$\varepsilon_s = 0,0885$	$\eta_{cald} = 0,88$
$\eta_{real} = 0,9144$	$\eta_{real,sucio} = 0,893$
$GS = 0,3622$	$H = 0,0577$
$h_{agua,130} = 546,8$	$h_{agua,60} = 251,8$
$h_{cam} = 0,0865$	$h_{conv,ext} = 821,5$
$h_{conv,int} = 33,8$	$h_{GC} = 1190$
$i = 7824$	$K_{acero} = 48$
$k_{agua} = 0,6694$	$k_{CO2} = 0,05366$
$k_{GC} = 0,05481$	$k_{H2O} = 0,06544$
$k_{N2} = 0,0534$	$k_{O2} = 0,05758$
$k_{SO2} = 1$	$l_{cam} = 2,092$
$l_{tubos,1} = 1,663$	$l_{tubos,2} = 2,248$
$M = 0$	$\mu_{agua} = 0,0002345$
$\mu_{CO2} = 0,00003368$	$\mu_{GC} = 0,0000344$
$\mu_{H2O} = 0,00002793$	$\mu_{N2} = 0,00003463$
$\mu_{O2} = 0,00004087$	$\mu_{SO2} = 0,0000308$
$m_{agua} = 1,695$	$m_{cam} = 0,8385$
$m_{comb} = 102,2$	$m_{conv} = 0,63$
$N = 0,0035$	$NTU_1 = 0,9564$
$NTU_{1,sucio} = 0,734$	$NTU_2 = 1,473$
$NTU_{2,sucio} = 1,133$	$Nusselt_{D,ext} = 74$
$Nusselt_{D,int} = 32,69$	$N_1 = 33$
$N_2 = 38$	$n_{aire} = 0,2$
$n_{pi} = 3,142$	$N_T = 11$
$O = 0,4066$	$PCI = 5,56$
$Pr_{agua} = 1,487$	$Pr_{CO2} = 0,7249$
$Pr_{GC} = 0,7391$	$Pr_{H2O} = 0,9186$
$Pr_{N2} = 0,7219$	$Pr_{O2} = 0,7399$
$Pr_s = 1,487$	$Pr_{SO2} = 0,02509$
$P_{atm} = 101,3$	$P_{cald} = 800$
$P_{util} = 500$	$q_1 = 119,8$
$q_{1,sucio} = 101,3$	$q_2 = 54,9$
$q_{2,sucio} = 61,2$	$Q_{conv} = 0$
$Q_{ent} = 4823$	$q_{max,1} = 196,9$
$q_{max,1,sucio} = 196,9$	$q_{max,2} = 72,34$
$q_{max,2,sucio} = 91,51$	$Q_{rad} = 344878$
$Q_{total} = 519,5$	$Q_{total,sucio} = 507,4$
$Re_{ext} = 6405$	$Re_{int} = 9774$
$p_{agua} = 944,3$	$p_{CO2} = 5,59$
$p_{CO2,1} = 3,983$	$p_{CO2,2} = 6,546$
$p_{CO2,3} = 9,326$	$p_{GC} = 3,731$
$p_{GC,1} = 2,662$	$p_{GC,2} = 4,365$

$\rho_{GC,3} = 6,196$	$\rho_{H_2O} = 2,305$
$\rho_{H_2O,1} = 1,636$	$\rho_{H_2O,2} = 2,71$
$\rho_{H_2O,3} = 3,993$	$\rho_{N_2} = 3,548$
$\rho_{N_2,1} = 2,533$	$\rho_{N_2,2} = 4,148$
$\rho_{N_2,3} = 5,868$	$\rho_{O_2} = 4,057$
$\rho_{O_2,1} = 2,895$	$\rho_{O_2,2} = 4,744$
$\rho_{O_2,3} = 6,716$	$\rho_{SO_2} = 8,167$
$\rho_{SO_2,1} = 5,803$	$\rho_{SO_2,2} = 9,589$
$\rho_{SO_2,3} = 13,86$	$R_{1,e} = 0,001094$
$R_{2,e} = 0,0007031$	$R_{cam} = 0,488$
$R_{cond,1} = 0,0002573$	$R_{cond,2} = 0,0001903$
$S = 0,0015$	$SG = 0,3858$
$\sigma = 5,670E-08$ [W/m <sup>2</sup> -K <sup>4</sup> ]	$ST = 0,06402$
$\theta = 118,4$	$T_{agua} = 60$
$T_{aire} = 25$	$T_{ent,agua} = 107,9$
$T_{ent,GC,2} = 374,4$	$T_{ent,GC,2,sucio} = 438,1$
$T_{GC} = 2025$	$T_{II} = 2152$
$T_{med,agua} = 119$	$T_{med,GC} = 484$
$T_{ref} = 273,2$ [K]	$T_{sal,agua} = 132,2$
$T_{sal,agua,1} = 124,6$	$T_{sal,agua,1,sucio} = 122$
$T_{sal,agua,sucio} = 130,5$	$T_{sal,GC} = 788,1$
$T_{sal,humos} = 184,8$	$T_{sal,humos,sucio} = 226,7$
$T_{sup} = 333,2$	$T_{sup,tubos} = 119$
$UA_1 = 276,9$	$UA_{1,sucio} = 212,5$
$UA_2 = 426,4$	$UA_{2,sucio} = 328$
$vel_{GC,1} = 1,257$	$vel_{GC,2} = 0,7664$
$vel_{GC,3} = 0,4681$	$vol_{GC} = 6,613$
$V_{agua,max} = 0,02638$	$V_{aire} = 5,809$
$VC_{O_2,1} = 49,23$	$VC_{O_2,2} = 29,96$
$VC_{O_2,3} = 21,03$	$V_{GC} = 675,8$
$V_{GC,1} = 329,5$	$V_{GC,2} = 200,9$
$V_{GC,3} = 141,3$	$V_{H_2O,1} = 32,44$
$V_{H_2O,2} = 19,58$	$V_{H_2O,3} = 13,29$
$V_{max} = 1,7$	$V_{N_2,1} = 234,6$
$V_{N_2,2} = 143,3$	$V_{N_2,3} = 101,3$
$V_{O_2,1} = 13,12$	$V_{O_2,2} = 8,008$
$V_{O_2,3} = 5,657$	$V_{SO_2,1} = 0,05283$
$V_{SO_2,2} = 0,03197$	$V_{SO_2,3} = 0,02212$

67 potential unit problems were detected.

## **8.6.- Catálogos de proveedores de motoreductores y ventiladores**

En el siguiente anexo se adjuntan los catálogos de los distribuidores de motoreductores y ventiladores con los que la empresa trabaja de forma habitual. De ellos se han extraído los modelos adecuados para la incorporación a la caldera y cuyas características principales aparecen en los respectivos apartados 4.3.1 y 4.3.2.



# MSF Motoreductores de vis sin fin

## MSF Series worm geared motors

### Breve introducción

#### Brief introduction

Los reductores de vis sin fin de la serie **SF – MSF** son una nueva generación de productos desarrollados por nuestra compañía sobre la base de un compromiso de satisfacción a las exigencias de nuestros clientes, se caracterizan por un cinematismo compuesto por un vis de acero cementado y rectificado y una corona fabricada con una aleación de bronce sobre un núcleo de hierro fundido esferoidal.

La serie está compuesta por 9 tamaños con relaciones de reducción entre 1:7.5 hasta 1:100, se fabrican con carcasa de aluminio hasta el modelo 90 y en fundición gris las carcasas de los modelos 110 y 130.

Complementan la gama 3 tamaños de pre-reducciones de un tren de engranajes helicoidales **PR**, motoreductores combinados con doble reductor, ejes de salida simples, dobles y brazos de reacción.

*Worm gear speed reducers type **SF – MSF** range is a brand new product generation of products developed by our company. They are characterized by a kinematic motion made of a casehardened and tempered steel worm with a ground thread and a wheel made out of a spheroidal graphite cast iron hub with addition of bronze.*

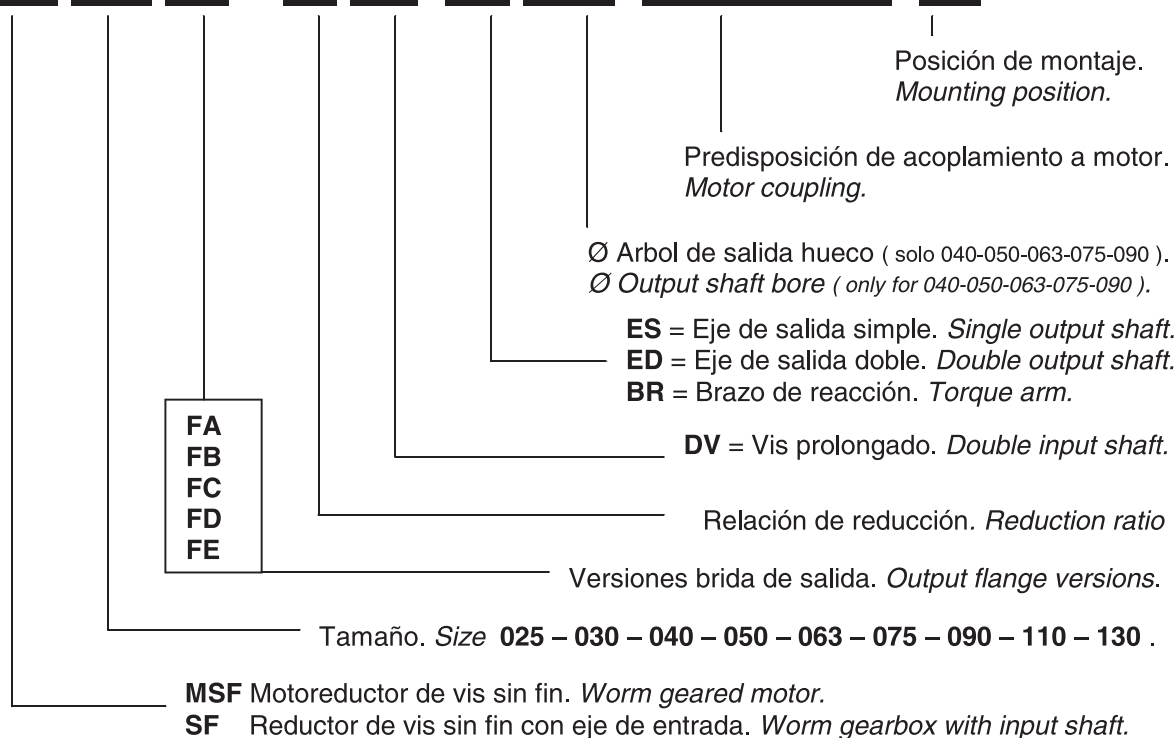
*The **SF – MSF** series are made up for 9 sizes with ratios from 1:7.5 until 1:100, are manufactured in die-cast aluminium frame up to the model 90 and in grey cast iron sizes 110 and 130.*

*As an extension range we have available 3 sizes of pre-stage helical units **PR**, combination of double worm gearmotors, single and double output shafts and torque arms.*

### Designación

#### Designation

**MSF 063 FA – 30 DV ES Ø25 PAM80B14 B3**



**Prestaciones de los motoredutores de vis sin fin**  
***Worm geared motors performances***

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type
0.06	4P n1= 1400	186	7.5	2.6	4.2	MSF 025
		140	10	3.4	3.5	
		94	15	4.9	2.5	
		70	20	6.1	2.0	
		47	30	8.2	1.6	
		35	40	10.2	1.3	
		28	50	11.3	0.9	
		24	60	11	0.7	
		24	60	12.5	1.3	MSF 030
		18	80	13.5	0.9	
0.09	2P n1= 2800	374	7.5	2.0	3.9	MSF 025
		280	10	2.6	3.4	
		186	15	3.8	2.4	
	4P n1= 1400	186	7.5	3.9	2.8	
		140	10	5.1	2.4	
		94	15	7.3	1.6	
		70	20	9.2	1.3	
		47	30	12.3	1.1	
		35	40	13	0.9	
		186	7.5	3.9	4.6	MSF 030
		140	10	5.0	3.6	
		94	15	7.1	2.5	
		70	20	9.0	2.0	
		56	25	10.4	2.8	
		47	30	12	1.1	
		35	40	14.5	1.2	
		28	50	16.9	1.0	
		24	60	16.9	0.9	MSF 040
		28	50	19	2.0	
		24	60	21.4	1.7	
		18	80	25.5	1.3	
		14	100	28.9	1.0	MSF 030
	6P n1= 900	120	7.5	5.9	3.4	
		11	80	37	1.0	
		9	100	41	0.8	MSF 040
		11	80	37	1.8	
		9	100	42	1.3	MSF 050
		9	100	42	1.3	
0.12	2P n1=2800	373	7.5	2.7	3.0	MSF 025
		280	10	3.5	2.6	
		186	15	5.0	1.8	
	4P n1=1400	186	7.5	5.2	3.4	MSF 030
		140	10	6.7	2.7	
		94	15	9.5	1.9	
		70	20	12	1.5	
		56	25	13.9	1.5	
		47	30	16	1.3	
		35	40	17	0.9	MSF 040
		47	30	17.2	2.6	
		35	40	21.3	1.9	
		28	50	25.4	1.5	
		24	60	28.5	1.3	
		18	80	34.1	1.0	
		14	100	38	0.8	MSF 050
		24	60	29	2.3	
		18	80	34.7	1.9	
		14	100	40.1	1.4	
	6P n1=900	120	7.5	7.9	2.5	MSF 030
		60	15	14	1.4	
		15	60	42	1.7	MSF 050
		11	80	50	1.4	
		9	100	56	1.0	
		9	100	56	1.0	

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type
0.18	2P n1= 2800	374	7.5	4.0	3.2	
		280	10	5.2	2.5	
		186	15	7.5	1.7	
	4P n1= 1400	186	7.5	8.0	2.3	MSF 030
		140	10	10	1.8	
		94	15	14	1.3	
		70	20	18	1.0	
		56	25	20	1.0	MSF 040
		70	20	19	2.0	
		56	25	23	1.7	
		47	30	26	1.7	
		35	40	32	1.3	MSF 050
		28	50	38	1.0	
		24	60	43	0.8	
		35	40	32	2.3	
	6P n1= 900	18	50	56	1.4	MSF 050
		15	60	63	1.1	
		11	80	75	0.9	MSF 063
		11	80	79	1.6	
		9	100	90	1.4	
		9	100	90	1.4	
0.25	2P n1= 2800	374	7.5	5.6	2.3	MSF 030
		280	10	7.2	1.8	
		186	15	10	1.3	
	4P n1= 1400	186	7.5	11	3.6	MSF 040
		140	10	14	2.8	
		94	15	20	1.9	
		70	20	26	1.5	
		56	25	31	1.2	
		47	30	36	1.3	
		35	40	44	0.9	MSF 050
		70	20	26	2.7	
		56	25	32	2.2	
		47	30	36	2.3	
		35	40	45	1.7	
		28	50	53	1.4	
	6P n1= 900	24	60	60	1.1	MSF 063
		18	80	65	0.9	
		24	60	63	2.0	
		18	80	77	1.6	
		14	100	85	1.4	MSF 040
		120	7.5	17	2.6	
		15	60	92	1.5	MSF 063
		11	80	110	1.2	
		9	100	125	1.0	
		9	100	125	1.0	
0.37	2P n1= 2800	373	7.5	8.4	3.3	MSF 040
		280	10	11	2.6	
		186	15	16	1.9	
	4P n1= 1400	186	7.5	16	2.4	MSF 040
		140	10	21	1.9	
		94	15	30	1.3	
		70	20	39	1.0	
		56	25	47	0.8	
		94	15	31	2.4	MSF 050
		70	20	39	1.8	
		56	25	47	1.5	
		47	30	54	1.5	
		35	40	66	1.1	

**Prestaciones de los motoredutores de vis sin fin**  
***Worm geared motors performances***

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type	
0.37	4P n1= 1400	28	50	73	0.9	MSF 050	
		24	60	89	0.8		
		35	40	70	2.1	MSF 063	
		28	50	83	1.6		
		24	60	95	1.4		
		18	80	114	1.1		
		14	100	118	0.9		
		24	60	98	2.0	MSF 075	
		18	80	121	1.6		
	14	100	139	1.3			
	6P n1= 900	120	7.5	25	3.3	MSF 050	
		15	60	137	1.0	MSF 063	
15		60	144	1.5	MSF 075		
11		80	173	1.2			
9		100	196	1.0			
0.55	2P n1= 2800	374	7.5	13	2.2	MSF 040	
		280	10	17	1.8		
		186	15	24	1.5		
	4P n1= 1400	186	7.5	25	2.9	MSF 050	
		140	10	32	2.2		
		94	15	46	1.6		
		70	20	60	1.2		
		56	25	71	1.0		
		47	30	81	1.0		
		70	20	60	2.2	MSF 063	
		56	25	72	1.8		
		47	30	80	1.9		
		35	40	104	1.4		
		28	50	123	1.1		
		24	60	140	0.9		
		35	40	108	2.0	MSF 075	
		28	50	129	1.6		
		24	60	146	1.4		
		18	80	180	1.1		
		14	100	206	0.9	MSF 090	
		18	80	189	1.5		
		14	100	221	1.2		
		18	80	201	2.4	MSF 110	
		14	100	236	1.9		
		6P n1= 900	120	7.5	38	2.2	MSF 050
			18	50	187	1.2	MSF 075
			15	60	214	1.0	
	15		60	224	1.6	MSF 090	
	11		80	275	1.1		
	9		100	315	0.9	MSF 110	
11	80		294	1.8			
9	100	338	1.4				
0.75	2P n1=2800	373	7.5	17	3.0	MSF 050	
		280	10	23	2.4		
		186	15	33	1.7		
	4P n1=1400	186	7.5	34	2.1	MSF 050	
		140	10	44	1.6		
		94	15	63	1.2		
		70	20	81	0.9		
		94	15	63	2.2	MSF 063	
		70	20	82	1.6		
		56	25	99	1.3		
		47	30	109	1.4		
		35	40	143	1.0		
		47	30	116	2.0	MSF 075	
		35	40	147	1.4		
		28	50	176	1.2		
		24	60	200	1.0		

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type
0.75	4P n1= 1400	28	50	184	1.8	MSF 090
		24	60	212	1.5	
		18	80	257	1.1	
		14	100	270	0.9	MSF 110
		18	80	274	1.8	
		14	100	322	1.4	
	6P n1= 900	120	7.5	52	2.9	MSF 063
		18	50	271	1.4	MSF 090
		15	60	306	1.1	
		15	60	325	1.9	MSF 110
		11	80	401	1.3	
		9	100	462	1.1	
1.10	2P n1= 2800	374	7.5	25	2.1	MSF 050
		280	10	33	1.6	
		186	15	48	1.2	
	4P n1= 1400	186	7.5	49	2.6	MSF 063
		140	10	65	2.0	
		94	15	93	1.5	
		70	20	121	1.1	
		56	25	149	0.9	
		47	30	167	1.0	MSF 075
		70	20	122	1.7	
		56	25	149	1.3	
		47	30	170	1.3	
		35	40	216	1.0	
		35	40	225	1.6	MSF 090
		28	50	271	1.3	
		24	60	311	1.0	
		24	60	324	1.7	MSF 110
		18	80	410	1.2	
		14	100	460	1.0	
		18	80	408	2.1	MSF 130
		14	100	480	1.5	
	6P n1= 900	120	7.5	76	2.0	MSF 063
		18	50	414	1.6	MSF 110
		15	60	476	1.3	
		11	80	588	0.9	MSF 130
		11	80	598	1.4	
		9	100	689	1.1	
1.50	2P n1= 2800	374	7.5	35	2.7	MSF 063
		280	10	46	2.1	
		186	15	66	1.6	
	4P n1= 1400	186	7.5	68	1.9	MSF 075
		140	10	89	1.5	
		94	15	127	1.1	
		70	20	166	0.8	
		140	10	90	2.2	MSF 090
		94	15	130	1.5	
		70	20	167	1.3	
		56	25	200	1.0	
		47	30	230	1.0	
		56	25	209	1.6	MSF 110
		47	30	236	1.7	
		35	40	306	1.2	
		28	50	369	0.9	
		24	60	424	0.8	
		28	50	375	1.6	MSF 130
		24	60	442	1.3	
		18	80	490	0.9	
		24	60	450	1.9	
		18	80	547	1.5	
		14	100	652	1.1	



**Prestaciones de los motoredutores de vis sin fin**  
***Worm geared motors performances***

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type
1.50	6P n1= 900	120	7.5	105	2.0	MSF 075
		15	60	649	1.0	MSF 110
		15	60	659	1.4	MSF 130
		11	80	815	1.1	
2.20	2P n1= 2800	374	7.5	51	1.8	MSF 063
		280	10	67	1.5	
		186	15	97	1.1	
	4P n1= 1400	186	7.5	100	1.8	MSF 075
		140	10	132	1.5	
		94	15	191	1.0	
		94	15	191	1.0	
		186	7.5	101	2.9	MSF 090
		140	10	133	2.3	
		94	15	193	1.9	
		70	20	251	1.4	
		56	25	307	1.1	MSF 110
		47	30	346	1.2	
		70	20	256	2.2	
		56	25	316	1.9	
	6P n1= 900	47	30	355	1.8	MSF 130
		35	40	462	1.3	
		28	50	550	1.1	
		24	60	648	0.9	
		28	50	567	1.7	MSF 130
		24	60	660	1.4	
		18	80	803	1.0	
		18	80	803	1.0	
3.00	2P n1=2800	120	7.5	156	2.2	MSF 075
		18	50	840	1.2	MSF 130
		15	60	966	1.0	
		373	7.5	70	1.9	MSF 075
	4P n1=1400	280	10	92	1.6	MSF 090
		374	7.5	71	3.0	
		280	10	92	2.6	
		280	10	92	2.6	
		186	7.5	138	2.1	MSF 090
		140	10	187	1.7	
		94	15	264	1.4	
		70	20	344	1.0	
		140	10	182	2.6	MSF 110
		94	15	263	2.2	
		70	20	350	1.6	
		56	25	431	1.4	
	6P n1=900	47	30	484	1.3	MSF 130
		35	40	462	1.0	
		28	50	767	0.8	
		35	40	631	1.6	
		28	50	773	1.3	MSF 130
		24	60	884	1.0	
		18	80	1113	0.8	
		18	80	1113	0.8	

Motor Kw		n2 rpm	i	M2 Nm	f.s	Tipo Type
4.00	2P n1=2800	374	7.5	93	1.4	MSF 075
		280	10	123	1.2	MSF 090
		374	7.5	94	2.2	
	4P n1= 1400	280	10	123	1.9	MSF 075
		186	7.5	182	1.0	MSF 090
		140	10	240	0.8	
		186	7.5	184	1.6	
		140	10	243	1.3	
		94	15	352	1.0	MSF 110
		70	20	458	0.8	
		186	7.5	184	2.4	
		140	10	243	2.1	
		94	15	352	1.6	MSF 130
		70	20	464	1.2	
		56	25	573	1.0	
		47	30	646	1.0	
5.50	6P n1= 900	56	25	572	1.6	MSF 130
		47	30	655	1.6	
		35	40	857	1.2	
		28	50	1023	1.0	
		24	60	1179	0.8	MSF 130
		120	7.5	283	2.0	
		45	20	713	1.5	
		36	25	870	1.2	
	4P n1= 1400	186	7.5	253	1.9	MSF 110
		140	10	334	1.6	
		94	15	484	1.2	
		70	20	638	0.9	
		186	7.5	256	3.0	MSF 130
		140	10	334	2.5	
		94	15	490	1.9	
		70	20	645	1.4	
		56	25	788	1.2	MSF 130
		47	30	900	1.2	
		35	40	1171	0.9	
		35	40	1171	0.9	
7.50	4P n1= 1400	186	7.5	345	1.4	MSF 110
		140	10	455	1.1	
		94	15	660	0.9	
		94	15	660	0.9	
		186	7.5	349	2.1	MSF 130
		140	10	455	1.8	
		94	15	667	1.4	
		70	20	880	1.0	
	4P n1= 1400	56	25	1074	0.9	MSF 130
		47	30	1228	0.8	
		35	40	1596	0.7	
		35	40	1596	0.7	
	4P n1= 1400	186	7.5	428	1.8	MSF 130
		140	10	559	1.5	
		94	15	819	1.1	
		70	20	1079	0.8	
		56	25	1318	0.7	MSF 130
		56	25	1318	0.7	
		56	25	1318	0.7	
		56	25	1318	0.7	



## Características técnicas

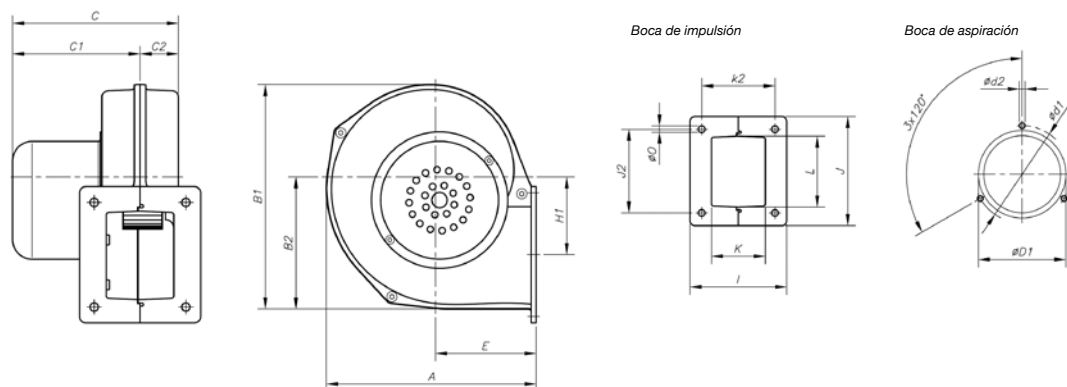
Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)
		230V	400V	690V				
CMP-718-2M	2750	5,20			0,75	1485	70	12,8
CMP-718-4T	1410	1,32	0,76		0,25	1280	63	9,5
CMP-718-4M	1410	1,40			0,25	1280	63	9,5
CMP-820-2T	2845	4,16	2,40		1,10	1950	73	15,0
CMP-820-2M	2850	7,10			1,10	1950	73	16,0
CMP-820-4T	1350	1,32	0,76		0,25	1670	66	10,0
CMP-820-4M	1400	2,00			0,25	1670	66	10,0
CMP-922-2T-1,5	2845	4,16	2,40		1,10	1650	70	20,0
CMP-922-2T-2	2860	5,63	3,25		1,50	2010	71	23,0
CMP-922-2T-3	2880	7,97	4,60		2,20	2600	74	25,5
CMP-922-4T	1395	2,51	1,45		0,55	2450	66	19,0
CMP-1025-2T-3	2880	7,97	4,60		2,20	2100	73	28,5
CMP-1025-2T-4	2895	10,57	6,10		3,00	2830	77	37,6
CMP-1025-4T	1410	4,59	2,65		1,10	3400	70	38,5
CMP-1128-2T-4	2895	10,57	6,10		3,00	2220	77	41,5
CMP-1128-2T-5,5	2900	13,34	7,70		4,00	3210	81	47,0
CMP-1128-4T	1420	8,49	4,90		2,20	5000	74	39,0
CMP-1128-6T	910	3,91	2,26		0,75	3300	60	28,5
CMP-1231-4T-3	1420	8,49	4,90		2,20	4740	73	47,0
CMP-1231-4T-4	1420	11,09	6,40		3,00	5910	75	49,0
CMP-1231-4T-5,5	1440	14,38	8,30		4,00	6850	77	56,0
CMP-1231-6T	940	7,48	4,30		1,50	5115	64	49,0
CMP-1435-4T-4	1420	11,09	6,40		3,00	5560	76	53,0
CMP-1435-4T-5,5	1440	14,38	8,30		4,00	6260	78	61,5
CMP-1435-4T-7,5	1455		11,40	6,60	5,50	7210	80	75,5
CMP-1435-6T	930	9,32	5,36		2,20	6400	66	58,5
CMP-1640-4T-5,5	1440	14,38	8,30		4,00	7500	77	78,5
CMP-1640-4T-7,5	1455		11,40	6,60	5,50	8035	80	92,5
CMP-1640-4T-10	1455		15,10	8,70	7,50	9710	82	103,5
CMP-1640-6T	930	9,32	5,36		2,20	8100	71	75,5
CMP-1845-4T-7,5	1455		11,40	6,60	5,50	8965	82	93,5
CMP-1845-4T-10	1455		15,10	8,70	7,50	10350	85	104,5
CMP-1845-6T	930	9,32	5,36		2,20	8330	77	84,0
CMP-2050-4T-10	1455		15,10	8,70	7,50	9000	83	134,0
CMP-2050-4T-12,5	1450		17,80	10,30	9,20	10730	85	137,0
CMP-2050-4T-15	1460		21,50	12,40	11,00	12525	87	153,0
CMP-2050-4T-20	1455		28,50	16,50	15,00	19000	89	172,0
CMP-2050-6T	940	15,60	8,95		4,00	11000	79	146,0
CMP-2563-6T	970		31,00	17,90	15,00	21000	86	251,0

## Características acústicas

Espectro de potencia sonora Lw(A) en dB(A) por banda de frecuencia en Hz																	
Modelo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Modelo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
38	25	35	46	53	57	54	52	45	1128-6	35	45	56	63	67	64	62	55
512-2	37	47	58	65	69	66	64	57	1231-4-3	51	60	71	78	82	80	78	71
512-4	30	40	51	58	62	59	57	50	1231-4-4	53	62	73	80	84	82	80	73
514-2	40	50	61	68	72	69	67	60	1231-4-5,5	55	64	75	82	86	84	82	75
514-4	33	43	54	61	65	62	60	53	1231-6	42	51	62	69	73	71	69	62
616-2	44	54	65	72	76	73	71	64	1435-4-4	54	63	74	81	85	83	81	74
616-4	36	46	57	64	68	65	63	56	1435-4-5,5	56	65	76	83	87	85	83	76
620-2	43	53	64	71	75	72	70	63	1435-4-7,5	58	67	78	85	89	87	85	78
620-4	36	46	57	64	68	65	63	56	1435-6	44	53	64	71	75	73	71	64
718-2	45	55	66	73	77	74	72	65	1640-4-5,5	55	64	75	82	86	84	82	75
718-4	38	48	59	66	70	67	65	58	1640-4-7,5	58	67	78	85	89	87	85	78
820-2	48	58	69	76	80	77	75	68	1640-4-10	60	69	80	87	91	89	87	80
820-4	41	51	62	69	73	70	68	61	1640-6	49	58	69	76	80	78	76	69
922-2-1,5	45	55	66	73	77	74	72	65	1845-4-7,5	61	71	82	89	93	91	89	81
922-2-2	46	56	67	74	78	75	73	66	1845-4-10	64	74	85	92	96	94	92	84
922-2-3	49	59	70	77	81	78	76	69	1845-6	56	66	77	84	88	86	84	76
922-4	41	51	62	69	73	70	68	61	2050-4-10	62	72	83	90	94	92	90	82
1025-2-3	48	58	69	76	80	77	75	68	2050-4-12,5	64	74	85	92	96	94	92	84
1025-2-4	52	62	73	80	84	81	79	72	2050-4-15	66	76	87	94	98	96	94	86
1025-4	45	55	66	73	77	74	72	65	2050-4-20	68	78	89	96	100	98	96	88
1128-2-4	52	62	73	80	84	81	79	72	2050-6	58	68	79	86	90	88	86	78
1128-2-5,5	56	66	77	84	88	85	83	76	2563-6	67	77	88	95	99	96	94	87
1128-4	49	59	70	77	81	78	76	69									

**Dimensiones mm**

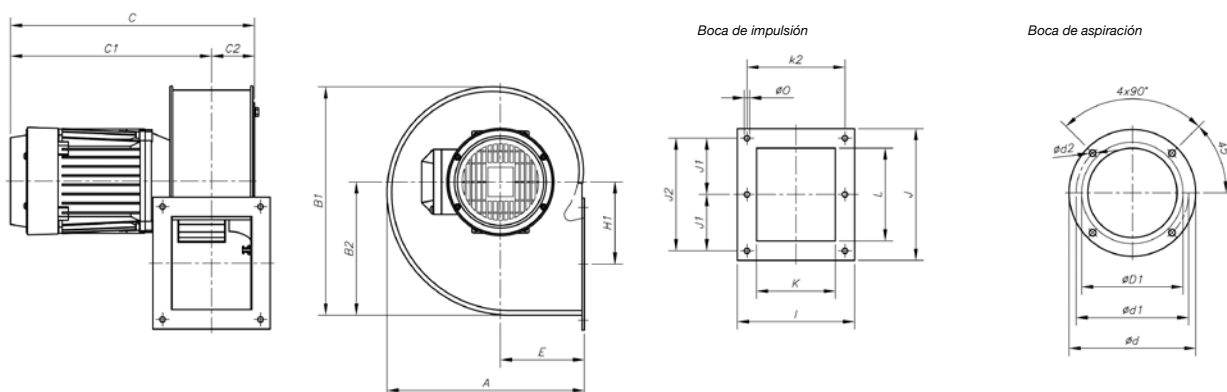
**CMP-38**



Modelo	A	B1	B2	C	C1	C2	ØD1*	Ød1	Ød2	E	H1	I	J	J2	K	k2	L	Ø0
CMP-38-2M/E	141	165	97	122	96	26	80	85	2,4	60	60,5	100	80	46	50	77	52	8
CMP-38-2M	164,5	176,5	103,5	130	99	31	80	85	M4	79	64	95	107	82	53	72	67	6,5

\* Diámetro nominal tubería recomendada

**CMP-512...820**



Modelo	A	B1	B2	C	C1	C2	øD1*	ød	ød1	ød2	E	H1	I	J	J1	J2	K	k2	L	ø0
CMP-512-2T	185	206,5	118	251	212	39	112	140	132	M4	82,5	69	104	117	-	104,5	75	92	86	5,5
CMP-512-4T	185	206,5	118	249	210	39	112	140	132	M4	82,5	69	104	117	-	104,5	75	92	86	5,5
CMP-514-2T	225	254	150	281	236	45	140	169	151,5	M4	100	91	122	147	64	128	838	105	107	6,5
CMP-514-4T	225	254	150	261	216	45	140	169	151,5	M4	100	91	122	147	64	128	83	105	107	6,5
CMP-616-2T	258	297	173,5	320	264	56	160	204	180	M6	110	105,5	153	172	-	147	103	128	125	7
CMP-616-4T	258	297	173,5	283	227	56	160	204	180	M6	110	105,5	153	172	-	147	103	128	125	7
CMP-620-2T	298	347	202,5	321	265	56	200	247	230	M6	126	145,5	159	153	-	128	105	134	100	8
CMP-620-4T	298	347	202,5	283	227	56	200	247	230	M6	126	145,5	159	153	-	128	105	134	100	8
CMP-718-2T	303,5	348	201	355	294	61	180	238	210	M6	129,5	122	169	192	85	170	115	145	146	9
CMP-718-2M	303,5	348	201	355	245	61	180	238	210	M6	129,5	122	169	192	85	170	115	145	146	9
CMP-718-4T	303,5	348	201	331	270	61	180	238	210	M6	129,5	122	169	192	85	170	115	145	146	9
CMP-718-4M	303,5	348	201	331	270	61	180	238	210	M6	129,5	122	169	192	85	170	115	145	146	9
CMP-820-2T	322	377	223	369,5	301	68,5	200	247	230	M6	137,5	137	184	213	94,5	189	160	160	156	9
CMP-820-2M	322	377	223	369,5	301	68,5	200	247	230	M6	137,5	137	184	213	94,5	189	160	160	156	9
CMP-820-4T	322	377	223	345,5	277	68,5	200	247	230	M6	137,5	137	184	213	94,5	189	160	160	156	9
CMP-820-4M	322	377	223	345,5	277	68,5	200	247	230	M6	137,5	137	184	213	94,5	189	160	160	156	9

\* Diámetro nominal tubería recomendada